

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté des sciences appliquées
Département de génie mécanique

JUMELAGE D'UN ACCUMULATEUR THERMIQUE À UN CHAUFFE-EAU
DOMESTIQUE POUR LA GESTION DE LA CONSOMMATION ÉLECTRIQUE

Mémoire de maîtrise es sciences appliquées
Spécialité : génie mécanique

Éric GAUTHIER

Sherbrooke (Québec), CANADA

Juin 1996

SOMMAIRE

Dans le contexte énergétique actuel, il devient de plus en plus important de bien gérer notre énergie hydroélectrique. En effet, une gestion efficace de cette énergie nous permettrait de retarder la construction de nouvelles centrales et d'augmenter le rendement de celles déjà en place.

Les systèmes de chauffage de l'eau chaude sanitaire sont en partie responsables des pointes de consommation d'énergie électrique. Il est possible de réduire ces pointes en déplaçant une partie de la consommation vers les périodes creuses. Ce déplacement est effectué à l'aide d'un accumulateur d'énergie par chaleur latente qui permet d'emmagasiner de l'énergie pendant les périodes de faible consommation, pour ensuite la libérer pendant les périodes de pointes. Cette accumulation d'énergie est faite par la fusion d'un matériaux à changement de phase (MCP).

Cette étude porte sur la modélisation et l'analyse d'un système de chauffage de l'eau domestique destiné à uniformiser la demande journalière d'électricité, tout en réduisant les risques de prolifération bactérienne. L'analyse nous permet de voir l'effet des principaux paramètres de conception d'un tel système. Ces constatations nous permettent de formuler des recommandations pour la conception d'un prototype.

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce travail n'aurait pas été possible sans la collaboration et le support de plusieurs personnes. Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche, M. Marcel Lacroix qui a su bien me guider tout au long de la réalisation de cette étude.

J'aimerais aussi remercier tous les membres du groupe THERMAUS, qui forment un groupe de recherche où les échanges et l'entraide créent un milieu idéal à l'accomplissement de tout projet.

Également, j'aimerais souligner le support inqualifiable de mes parents tout au long de mes études et le soutien inestimable que m'a apporté ma femme Julie, particulièrement pendant ma maîtrise.

Enfin, je tiens à remercier le Ministère des ressources naturelles du Québec, pour la subvention qui a permis la réalisation de ce projet.

TABLE DES MATIÈRES

TABLE DES MATIÈRES	iv
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES TABLEAUX	viii
NOMENCLATURE	ix
1 INTRODUCTION	1
1.1 PROBLÈME 1 : LA CONSOMMATION D'ÉLECTRICITÉ	1
1.2 PROBLÈME 2 : LES LÉGIONNELLES	3
1.3 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	4
1.4 OBJECTIFS	7
1.5 MÉTHODOLOGIE	8
2 MODÉLISATION	9
2.1 DESCRIPTION DES SYSTÈMES	9
2.2 FORMULATION MATHÉMATIQUE	12
2.2.1 HYPOTHÈSES	12
2.2.2 ÉQUATIONS DE CONSERVATION	13
2.3 MISE EN OEUVRE NUMÉRIQUE	16
3 VALIDATION	19
3.1 ÉLÉMENT DE STOCKAGE	19
3.1.1 MATÉRIAU À CHANGEMENT DE PHASE	19
3.1.2 CALOPORTEUR	23
3.2 RÉSERVOIR À EAU CHAUDE	25
3.3 RÉSERVOIR ET ACCUMULATEUR COUPLÉS	28

4 ANALYSE	31
4.1 PARAMÈTRES	31
4.2 RÉSULTATS	35
4.2.1 SYSTÈME EN PARALLÈLE	35
4.2.2 SYSTÈME EN SÉRIE	36
4.2.3 SYSTÈME EN PARALLÈLE VERSUS SYSTÈME EN SÉRIE	41
4.2.4 SYSTÈME RETENU	50
 CONCLUSION	 55
 RÉFÉRENCES	 58

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Profil de consommation journalière domestique d'électricité	1
Figure 1.2	Demande électrique totale (Hydro-Québec - janvier 1989)	2
Figure 1.3	Effet de la température sur la survie des légionnella	3
Figure 2.1	Système en parallèle	9
Figure 2.2	Système en série	10
Figure 2.3	Vue du haut de l'accumulateur	11
Figure 2.4	Chauffe-eau stratifié	14
Figure 2.5	Domaine d'intégration pour le MCP	17
Figure 2.6	Domaine d'intégration pour le caloporteur	18
Figure 3.1	Position du front de fusion en fonction du temps à flux de chaleur constant	20
Figure 3.2	Position du front de fusion en fonction du temps à température constante	21
Figure 3.3		
	a 11 noeuds	22
	b 21 noeuds	22
	c 41 noeuds	23
	d 101 noeuds	23
Figure 3.4	Bilan sur un tube	
	a 10 kg/h	24
	b 100 kg/h	24
	c 1000 kg/h	24
	d 3000 kg/h	24
Figure 3.5	Tempér. variable	
	a 10 kg/h	25
	b 3000 kg/h	25
Figure 3.6	Chauffe-eau électrique domestique standard	26
Figure 3.7	Températures prédites et mesurées	28
Figure 3.8	Bilan d'énergie global	29

Figure 4.1 Profil	
a d'Hydro-Québec	32
b de l'ASHRAE	32
Figure 4.2 Températures dans les réservoirs (stratégie 2, système en parallèle)	38
Figure 4.3 Températures dans les réservoirs (stratégie 1, système en parallèle)	38
Figure 4.4 Températures dans les réservoirs (stratégie 2, système en série)	40
Figure 4.5 Températures dans les réservoirs (stratégie 1, système en série)	40
Figure 4.6 Système retenu avec le profil de consommation d'Hydro-Québec	53
Figure 4.7 Système retenu avec le profil de consommation de l'ASHRAE	53

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 3.1 VALIDATION AVEC LA NORME CAN/CSA-C191 SERIES-M90	27
TABLEAU 4.1 PROPRIÉTÉS THERMIQUES	33
TABLEAU 4.2 RÉSULTATS DES SIMULATIONS AVEC LE PROFIL D'HYDRO- QUÉBEC (SYSTÈME EN PARALLÈLE)	37
TABLEAU 4.3 RÉSULTATS DES SIMULATIONS AVEC LE PROFIL D'HYDRO- QUÉBEC (SYSTÈME EN SÉRIE)	39
TABLEAU 4.4 EFFET DU VOLUME DE MCP AVEC LE PROFIL DE L'ASHRAE (SYSTÈME EN SÉRIE)	43
TABLEAU 4.5 EFFET DE LA TEMPÉRATURE DE FUSION (SYSTÈME EN SÉRIE)	44
TABLEAU 4.6 EFFET DE LA TEMPÉRATURE DE CONSIGNE (SYSTÈME EN SÉRIE)	46
TABLEAU 4.7 EFFET DU VOLUME DU CHAUFFE-EAU (SYSTÈME EN SÉRIE)	47
TABLEAU 4.8 VOLUME MINIMAL DE MCP ET ESTIMATION DES COÛTS (PROFIL DE L'ASHRAE)	49
TABLEAU 4.9 SYSTÈME PROPOSÉ VERSUS RÉSERVOIRS EN SÉRIE	52

NOMENCLATURE

a	Coefficient
A	Surface d'échange (m^2)
C_p	Chaleur massique (J/kgK)
E	Énergie (J)
f_l	fraction liquide
h	Enthalpie volumique sensible (J/m^3)
H	Enthalpie volumique totale (J/m^3)
L	Chaleur latente de fusion (J/kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
M	Masse (kg)
q	Puissance de chauffage (W)
q'	Puissance linéique de chauffage (W/m)
q''	Puissance de chauffage par unité de surface (W/m^2)
q'''	Puissance volumique de chauffage (W/m^3)
q'''	Terme source (éq. 2.1) (W/m^3)
Q	Débit volumique (m^3/s)
t	Temps (s)
T	Température (K)
U	Coefficient de transfert de chaleur (W/m^2K)
V	Volume (m^3)
x	Coordonnée cylindrique (m)

Indices

acc	Accumulateur
calo	Caloporteur
ch	Chauffer
cir	Circulation
e	Électrique
e	Est (frontière)
élev	élévation
ent	Entrée
env	Environnement
E	Est (volume)
f	Fluide
h	Source de chaleur (réservoir)
i	Indice
j	Indice
L	Charge (consommation d'eau chaude)
L	Liquide
per	Pertes
P	Point au centre du domaine d'intégration
s	Surface du tube de l'accumulateur

sor	Sortie
S	Solide
vc	Volume de contrôle
w	Ouest (frontière)
W	Ouest (volume)

Exposant

o	Pas de temps précédent
---	------------------------

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique (m^2/s)
α	Fonction de contrôle (chauffe-eau)
β	Fonction de contrôle (chauffe-eau)
γ	Fonction de contrôle (chauffe-eau)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
Δ	Écart, variation

1. INTRODUCTION

1.1. Problème 1 : La consommation d'électricité

Il existe, lors d'une journée hivernale typique, une fluctuation considérable de la demande d'électricité. En effet, la consommation journalière affiche deux périodes de pointe, situées entre six et onze heures et seize et vingt-quatre heures (Fig 1.1). Les producteurs d'électricité doivent donc se pourvoir d'installations capables de répondre à la plus grande demande de la journée et par le fait même, ces infrastructures ne sont pas utilisées à leur plein rendement. Pour cette raison, les producteurs ont intérêt à uniformiser la consommation pour ainsi maximiser le rendement de leur équipement. De cette manière, ils diminuent la consommation en périodes de pointe et retardent la construction de nouvelles centrales électriques, avec tous les impacts économiques, sociaux et environnementaux que cela implique.

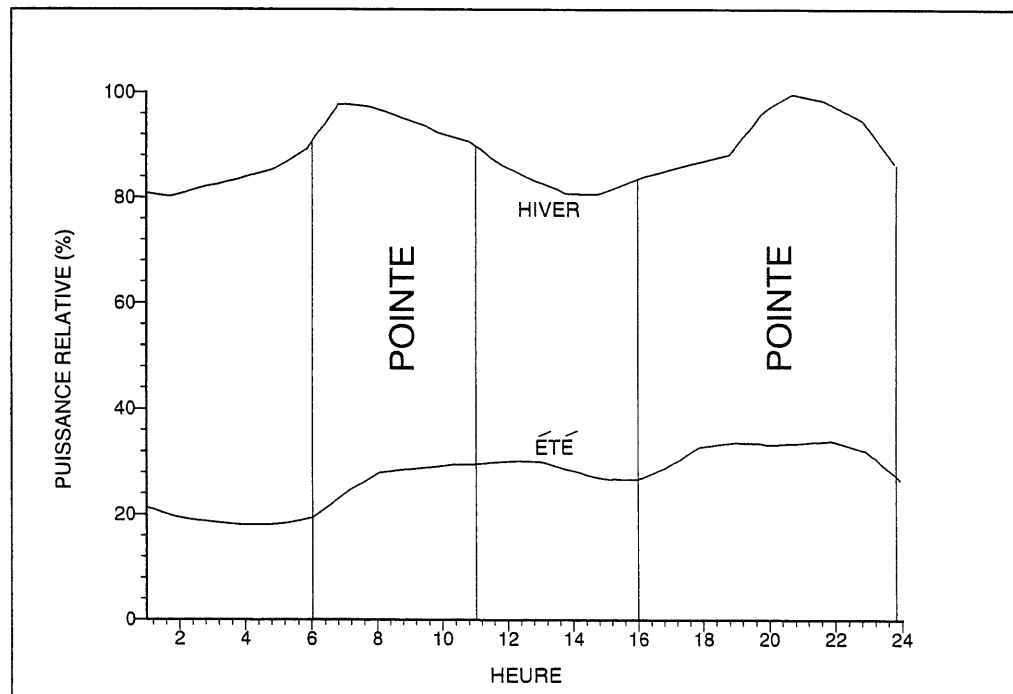


Figure 1.1 Profile de consommation journalière domestique d'électricité [1]

Pour ce faire, il existe une méthode qui a pour but de modifier les habitudes de consommation des utilisateurs. Il s'agit d'instaurer des tarifs différents pour les périodes

de pointe et les périodes plus calmes. Cette méthode est déjà utilisée par certains pays comme la France, le Danemark, la Suède, l'Angleterre, l'Australie, et le Québec pourrait se joindre à eux dans les années à venir [1]. D'ailleurs, il y a déjà, au Québec, des projets pilotes de tarification différenciée en cours. Dans cet ordre d'idée, il serait intéressant de pouvoir emmagasiner de l'énergie thermique lorsque l'électricité est moins dispendieuse pour ensuite la récupérer pendant les périodes de pointe. Cela constituerait une économie pour le client et pour la compagnie d'électricité qui pourrait produire à moindre coût. D'ailleurs, une étude a déjà été effectuée dans ce sens, par le groupe THERMAUS [1]. Elle s'applique au chauffage des habitations résidentielles, qui constitue le principal consommateur d'électricité suivi par le chauffage de l'eau sanitaire.

En effet, les chauffe-eau électriques sont énergivores et sont en partie responsables des périodes de pointe journalières (Fig 1.2). Dans ce contexte, l'examen de divers moyens ou stratégies visant à réduire la consommation électrique de ces appareils pendant les périodes de pointe présente beaucoup d'intérêt, à la fois pour le consommateur et pour le producteur d'électricité.

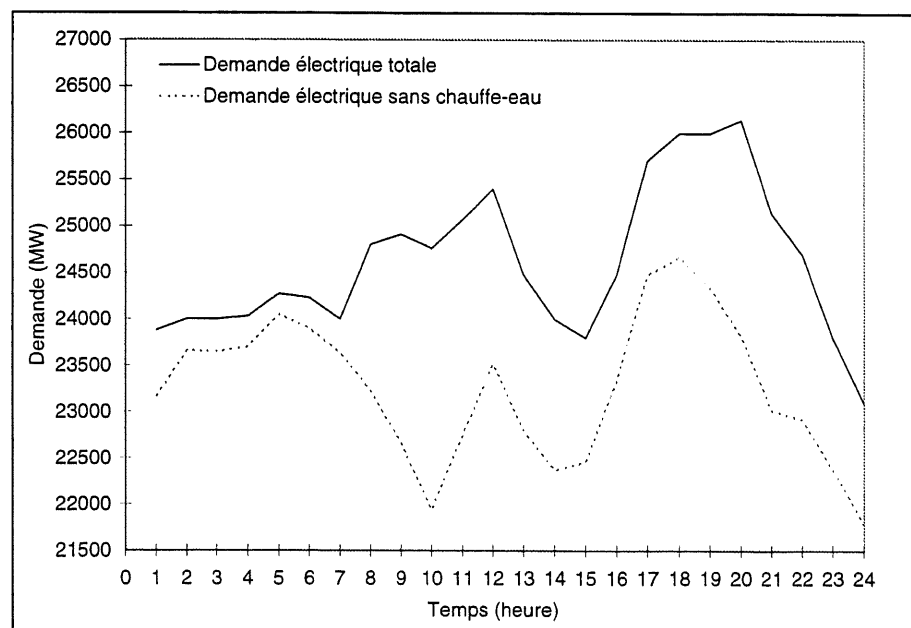


Figure 1.2 Demande électrique totale (Hydro-Québec - janvier 1989) [2]

1.2. Problème 2 : Les légionnella

Les légionnella sont des bactéries qui font partie de la flore aquatique et sont trouvées dans de nombreux réservoirs et sources d'eaux douces, naturels ou artificiels [3]. Ces bactéries sont les responsables des légionnelloses, qui sont des maladies respiratoires aiguës. Il existe plus de 40 espèces ou sérogroupe de cette bactérie, mais le légionnella Pneumophila sérogroupe 1 cause la majorité des infections [4].

La température de l'eau est, sans contredit, le facteur le plus important qui influence la survie de ces bactéries [5]. La température des eaux, dans lesquelles sont isolées en quantité des légionnella, est de l'ordre de 40°C à 60°C. Leur prolifération est maximale à 37°C et est presque nulle au-delà de 47°C. 90% des légionnella dans l'eau à 50°C sont détruites en moins de deux heures. À 54°C, trente minutes suffisent pour obtenir le même résultat et six minutes seulement sont nécessaires à 58°C [6]. À 70°C, la bactérie ne résiste pas. On peut voir l'effet de la température sur le taux de prolifération ou de décroissance des légionnella à la figure 1.3.

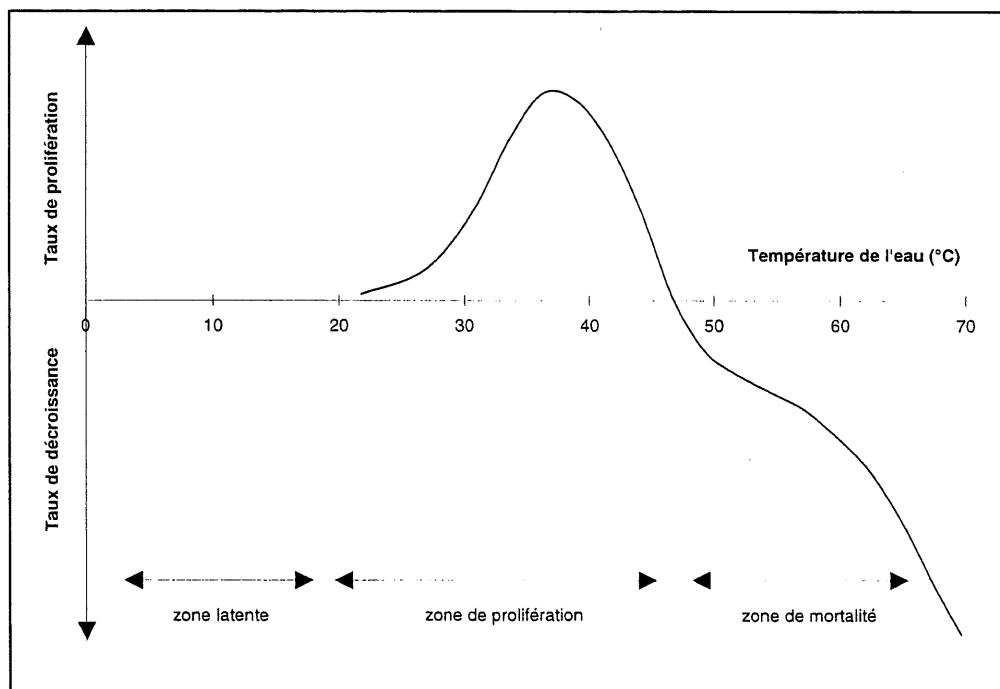


Figure 1.3 Effet de la température sur la survie des légionnella [5]

La transmission des légionnella, se fait par l'inhalation de l'eau contaminée en suspension dans l'air. Cette eau contaminée, présente donc un risque seulement si elle est sous forme de petites gouttelettes dans l'air (sous la douche par exemple). Le but de ce mémoire est donc de proposer un système original de chauffage de l'eau pour la consommation domestique, qui permet autant que possible d'uniformiser la demande électrique journalière et de réduire sinon d'éliminer la croissance des légionnella.

1.3. Revue bibliographique

Le stockage d'énergie thermique est un sujet de recherche dont la popularité croît avec le coût de l'énergie. On retrouve plusieurs systèmes de stockage surtout pour emmagasiner l'énergie solaire. Les deux modes de stockage d'énergie thermique privilégiés sont le stockage par chaleur sensible et le stockage par chaleur latente. Le stockage par chaleur sensible est obtenu par l'accroissement de la température de la matière, tandis que le stockage par chaleur latente est produit par un changement de phase de la matière (le passage de la phase solide à la phase liquide par exemple).

Récemment, les chercheurs du laboratoire des technologies électrochimiques et des électrotechnologies d'Hydro-Québec (LTEE) [7] ont fait une étude pour mettre à jour les règles de l'art des chauffe-eau électriques résidentiels.

Dans cette étude, il est question des avancements technologiques concernant les matériaux de revêtement interne de la cuve, des éléments chauffants, des isolants et des diverses techniques utilisées pour diminuer la prolifération des bactéries au fond du réservoir. On discute des méthodes de contrôle des éléments chauffants, des techniques employées pour augmenter la capacité de stockage thermique, des chauffe-eau à haute température et des modifications possibles aux normes du CSA.

Par la suite, on fait une revue de quelques nouvelles innovations dans le domaine des chauffe-eau. Parmi ces innovations, on retrouve le chauffe-eau avec pompe à chaleur [8,9] qui puise de l'énergie, par exemple, dans l'eau usée domestique ou dans l'air vicié de la maison. Il y est question, de plus, d'un chauffe eau à échangeur de chaleur [9,10,11] qui est constitué de deux circuits séparés dont le premier circuit est

un réservoir d'eau qui emmagasine l'énergie thermique. Le second circuit est un réservoir ou une bobine de tuyau à l'intérieur du premier réservoir qui sert d'échangeur de chaleur et fournit l'eau chaude de consommation. Le troisième système est un chauffe-eau en écoulement continu [12] composé principalement d'éléments chauffants et d'un réservoir spécial qui favorise une recirculation et donc un meilleur brassage. Ainsi on augmente la capacité de stockage et on diminue le risque de prolifération des bactéries. Le dernier système en est un de chauffage de l'eau domestique intégré au chauffage de l'habitation [13,14]. Il s'agit d'un chauffe-eau dont une partie de l'eau chaude produite est destinée au chauffage des pièces.

Dans tous ces articles, il est question principalement de stockage sous forme de chaleur sensible. Toutefois, d'autres recherches ont été menées concernant le stockage de chaleur à l'aide d'un matériau à changement de phase (MCP). Ces travaux sont néanmoins plus fondamentaux car les systèmes mettant en jeu le changement de phase sont, en général, plus complexes.

C'est le cas de la recherche menée par Aceves-Saborio et Hernandez-Guerrero [15] qui ont fait une analyse du procédé de chargement d'une cellule de stockage de chaleur chauffée, par le dessous, à l'aide d'un écoulement de fluide. Une conclusion importante de cette étude est que le transfert de chaleur dans la phase liquide est principalement dominé par la convection, après une brève période dominée par la conduction. On retient que l'interaction entre le caloporteur et l'accumulateur est grande et qu'elle n'influence pas seulement le temps de stockage, mais aussi la géométrie de l'interface. Une analyse exergetique a permis de déterminer le temps de stockage idéal pour optimiser le procédé de stockage.

Bansal et Buddhi [16] quant à eux ont développé un modèle analytique du comportement d'une unité de stockage par chaleur latente. Cette unité est composée de dix tubes en parallèles entourés d'un matériau à changement de phase et est couplée à un capteur solaire. Un fluide caloporteur est utilisé pour transférer l'énergie d'une composante à l'autre du système. Les conclusions de cette étude sont les

suivantes. Le stockage par chaleur latente présente un grand avantage car il permet d'emmagasiner l'énergie thermique à température constante. De plus les variations du rayonnement solaire influencent l'efficacité de l'unité et une augmentation de la conduction thermique du MCP permettrait d'amortir ces variations.

Un modèle, numérique cette fois, de cellule cylindrique a été développé par Lacroix [17]. Ce modèle est bidimensionnel et est basé sur l'hypothèse que la conduction est le seul mode de transfert de chaleur dans les deux phases du MCP (une relation empirique qui augmente la conductivité thermique dans la phase liquide permet de tenir compte de la convection naturelle). Un montage expérimental a été réalisé et les prédictions numériques ont pu être comparées aux résultats empiriques. Une série de simulations numériques a été menée à bien pour évaluer les effets du rayon extérieur du cylindre, du débit massique et de la température d'entrée du caloporteur sur le comportement de l'élément de stockage. Les résultats ont montré que pour un certain type de MCP, ces paramètres doivent être choisis minutieusement pour optimiser les performances de l'unité en question.

Kanari et al. [18] ont effectué une simulation expérimentale et théorique d'une unité de stockage de 30 kWh soumise à plus de mille cycles de charge et décharge. L'unité est composée de tubes en 'U' horizontaux (avec ou sans ailettes) entourés de paraffine. Leur système fonctionne de façon à favoriser la stratification dans le réservoir (fusion du haut vers le bas et solidification du bas vers le haut) ce qui leur permet de négliger la convection naturelle dans la phase liquide. Le modèle théorique qu'ils ont développé fournit des résultats qui concordent assez bien avec les mesures empiriques. L'étude montre qu'il n'y a pas de changement des caractéristiques thermodynamiques même après mille cycles de charge et de décharge.

Malgré l'intérêt qu'elles représentent, aucune des études précédentes ne porte sur un système de stockage visant à éviter la consommation électrique d'un chauffe-eau pendant les heures de pointe. C'est précisément sur ce sujet que porte la présente étude.

1.4. Objectifs

Les objectifs de ce mémoire sont:

- Imaginer un système constitué principalement d'un réservoir à eau chaude et d'un accumulateur thermique par chaleur latente. Cet accumulateur permet d'emmagasiner de l'énergie pendant les heures de faible consommation d'électricité (généralement la nuit) puis de restituer cette énergie pendant les périodes de forte consommation (généralement le jour) pour chauffer l'eau. Ce système a pour but principal d'uniformiser la consommation d'énergie électrique journalière.
- Modéliser et simuler numériquement le comportement thermique de ce système.
- Étudier l'effet de différents paramètres de conception et d'exploitation sur le comportement thermique du système chauffe-eau/accumulateur.
- Enfin, formuler des recommandations en vue de concevoir un système qui chauffe efficacement l'eau tout en contribuant à l'uniformisation de la consommation électrique journalière. Ce système devra également maintenir l'eau chaude sanitaire à une température assez élevée pour éviter la contamination bactérienne.

1.5. Méthodologie

Tout d'abord, le chapitre 2 est consacré à la modélisation du système. Il est divisé en trois parties: la description du système, le modèle mathématique et les équations de conservation et leur mise en oeuvre numérique.

Le chapitre 3, quant à lui, est dédié à la validation du code numérique. Dans un premier temps, les modèles de l'accumulateur et du chauffe-eau sont validés séparément. Dans un deuxième temps, le système est validé dans son ensemble.

Le chapitre suivant, présente les différents paramètres en cause et la stratégie de fonctionnement du système étudié. Également, on y présente les résultats des simulations.

Le dernier chapitre, traite des conclusions et recommandations tirées des résultats obtenus.

2. MODÉLISATION

Ce chapitre traite de la modélisation du comportement thermique des différentes composantes du système de chauffage de l'eau introduit plus tôt. La conception et l'exploitation d'un tel système nécessite une analyse des phénomènes d'échange et pour ce faire, nous avons développé un modèle décrivant le comportement thermique du système. Les équations qui régissent le comportement de chaque composantes et la discrétisation adoptée pour la simulation numérique sont présentées dans la partie 2.2.

2.1. Description des systèmes

Les systèmes de chauffage imaginés sont illustrés schématiquement dans les figures 2.1 et 2.2. Il s'agit de systèmes dont l'accumulateur thermique est disposé soit en parallèle (Fig 2.1), soit en série (Fig 2.2) avec le chauffe-eau.

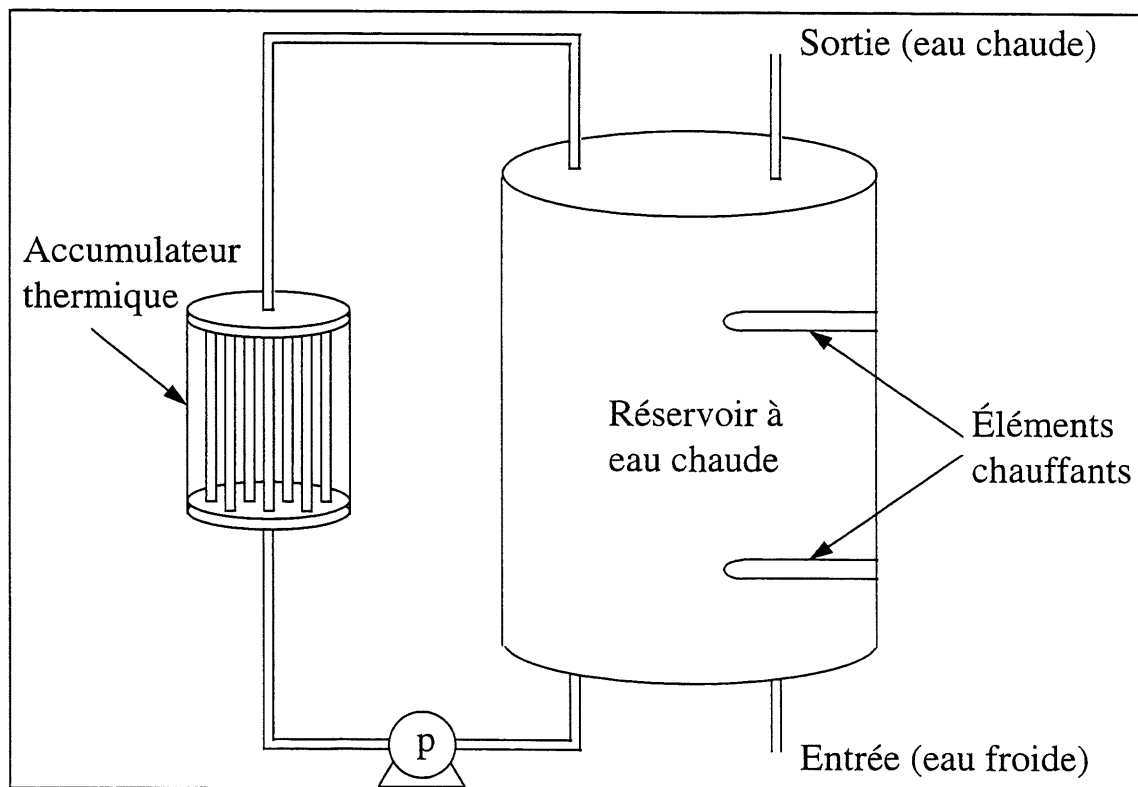


Figure 2.1 Système en parallèle

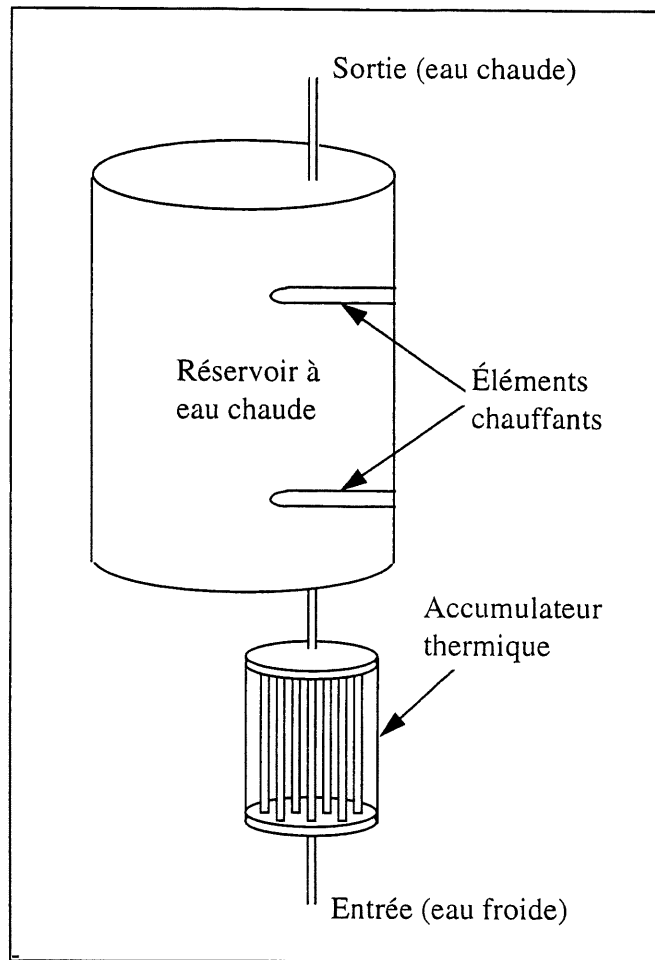


Figure 2.2 Système en série

Dans les deux cas, il s'agit d'un réservoir à eau chaude traditionnel auquel est jumelé un accumulateur thermique par chaleur latente. Cet accumulateur est composé d'un réservoir rempli d'un matériau à changement de phase, dans lequel sont disposés plusieurs tubes en parallèles (Fig 2.3).

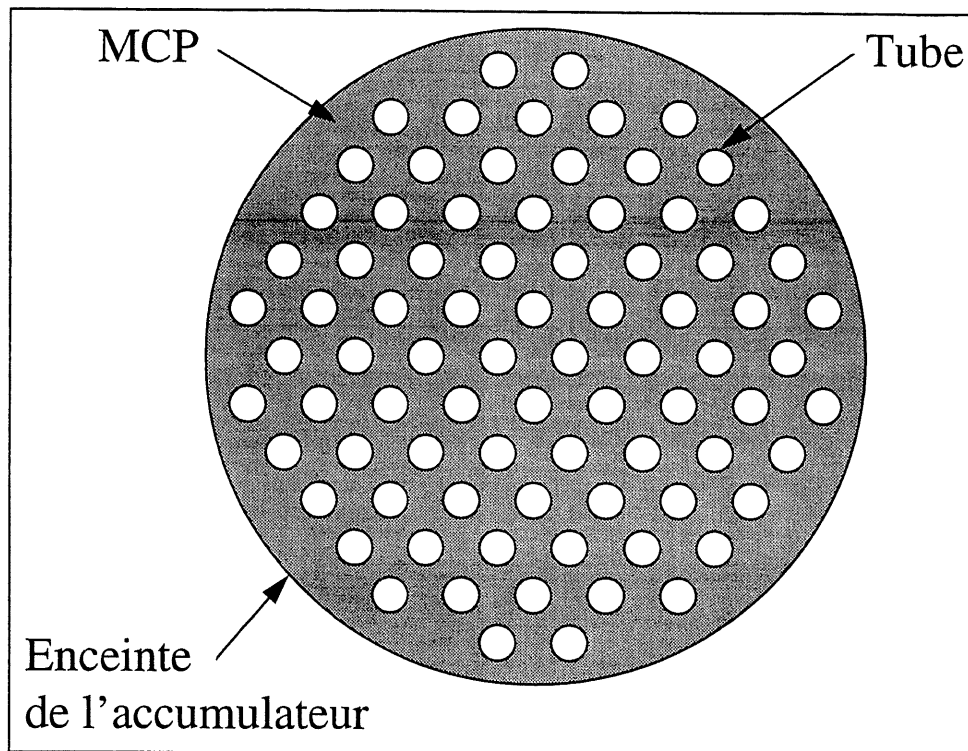


Figure 2.3 Vue en coupe de l'accumulateur

Dans le cas du système en parallèle (Fig 2.1), une pompe (P) assure la circulation de l'eau dans les tubes de l'accumulateur.

Pendant les heures creuses, les éléments électriques chauffent l'eau du réservoir. Cette eau chaude circule dans l'accumulateur et fait fondre le MCP. Ainsi, non seulement de la chaleur est stockée sous forme sensible dans le réservoir d'eau chaude, mais en plus, sous forme latente dans l'accumulateur.

Pendant les heures de pointe, les éléments sont désactivés et la chaleur stockée dans le MCP est restituée à l'eau, ce qui permet de chauffer l'eau sans consommer d'électricité. De plus, on assure un certain brassage dans le réservoir, ce qui a pour effet d'augmenter la température au fond de celui-ci et ainsi, de diminuer le risque de prolifération bactérienne.

Pour ce qui est du système en série (fig 2.2), des sources de chaleur électriques dans le MCP assurent la fusion de ce dernier.

En périodes creuses, l'eau et le MCP sont chauffés par les éléments électriques. Encore une fois, de l'énergie est stockée sous formes sensible et latente.

Pendant les périodes de pointe, les éléments chauffants du réservoir et du MCP sont désactivés et l'eau froide d'alimentation est préchauffée par l'accumulateur, avant d'entrer dans le réservoir. Ce qui a pour effet, encore une fois, de chauffer l'eau sans consommer d'électricité et d'augmenter la température au fond du réservoir, contribuant ainsi à diminuer les risques de contamination bactérienne.

2.2. Formulation mathématique

Dans cette section, nous présentons les hypothèses simplificatrices posées et les équations qui décrivent le comportement du système.

2.2.1. Hypothèses

Le modèle de stockage par chaleur latente et de chauffage de l'eau, admet les hypothèses suivantes:

- La conduction est le seul mode de transfert de chaleur dans le MCP.
- La conduction dans le MCP est radiale et unidimensionnelle.
- Les propriétés du MCP et du caloporteur sont indépendantes de la température.
- Les propriétés du MCP sont considérées constantes d'une phase à l'autre
- Le MCP est homogène et isotrope.
- On considère une température moyenne du caloporteur et un coefficient de transfert de chaleur moyen le long des tubes pour évaluer le transfert de chaleur entre le fluide et le MCP.
- La résistance thermique des tubes est négligeable vis-à-vis celle du MCP.
- On néglige les pertes thermiques de l'accumulateur à l'environnement
- On considère que la température de l'eau dans le réservoir est stratifiée.
- L'écoulement dans le réservoir est considéré unidirectionnel (on néglige les mouvements convectifs).

2.2.2. Équations de conservation

À partir de ces hypothèses, les équations de conservation de la masse et de l'énergie sont formulées pour l'accumulateur et pour le réservoir à eau chaude.

Puisque l'eau peut être considérée comme incompressible et que tous les volumes de contrôle sont indéformables, l'équation de conservation de la masse se résume ainsi:

$$Q_{ent} = Q_{sor} \quad (2.1)$$

Q est le débit volumique.

Dans le MCP, l'équation régissant le transfert de chaleur est la suivante:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\alpha r \frac{\partial h}{\partial r} \right) + q_e''' \quad (2.2)$$

où α est la diffusivité thermique du MCP, q_e''' est une puissance électrique de chauffage par unité de volume et H représente l'enthalpie volumique totale. Cette dernière, est donnée par la formulation de Crank [19]:

$$H(T) = h(T) + \rho L f_l \quad (2.3)$$

On remarque dans cette équation que H est composé de deux termes. Le premier représente l'enthalpie sensible et le second, la chaleur latente. Ici, ρ est la masse volumique du MCP, L est sa chaleur latente de fusion et f_l est la fraction liquide du volume de contrôle.

Après dérivation, l'équation 2.3 devient.

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} + \rho L \frac{\partial f_l}{\partial t} \quad (2.4)$$

En combinant les équations 2.2 et 2.4, on obtient l'équation 2.5.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\alpha r \frac{\partial h}{\partial r} \right) - \rho L \frac{\partial f_l}{\partial t} + q_e''' \quad (2.5)$$

Pour le fluide caloporteur, l'échange thermique dans l'accumulateur se résume ainsi:

$$\frac{d(\rho V C_p T_{\text{calo}})}{dt} = UA(T_s - T_{\text{calo}}) + \dot{m} C_p (T_{\text{ent}} - T_{\text{calo}}) \quad (2.6)$$

Ici, E_{calo} est l'énergie dans les tubes de l'accumulateur (énergie dans le caloporteur). U est le coefficient de transfert de chaleur dans les tubes de l'accumulateur et puisque l'écoulement est toujours laminaire, il est évalué à l'aide de la corrélation suivante [20].

$$Nu_D = \frac{UD}{k} = 3.66 \quad (2.7)$$

T_s , T_{calo} et T_{en} représentent respectivement la température du tube, du caloporteur dans le tube et du caloporteur à l'entrée du tube.

En ce qui concerne le chauffe-eau, il est constitué de N segments de volumes égaux, à température uniforme. En effet, il est divisé en N tranches horizontales, sur toute la hauteur du réservoir (Fig 2.4).

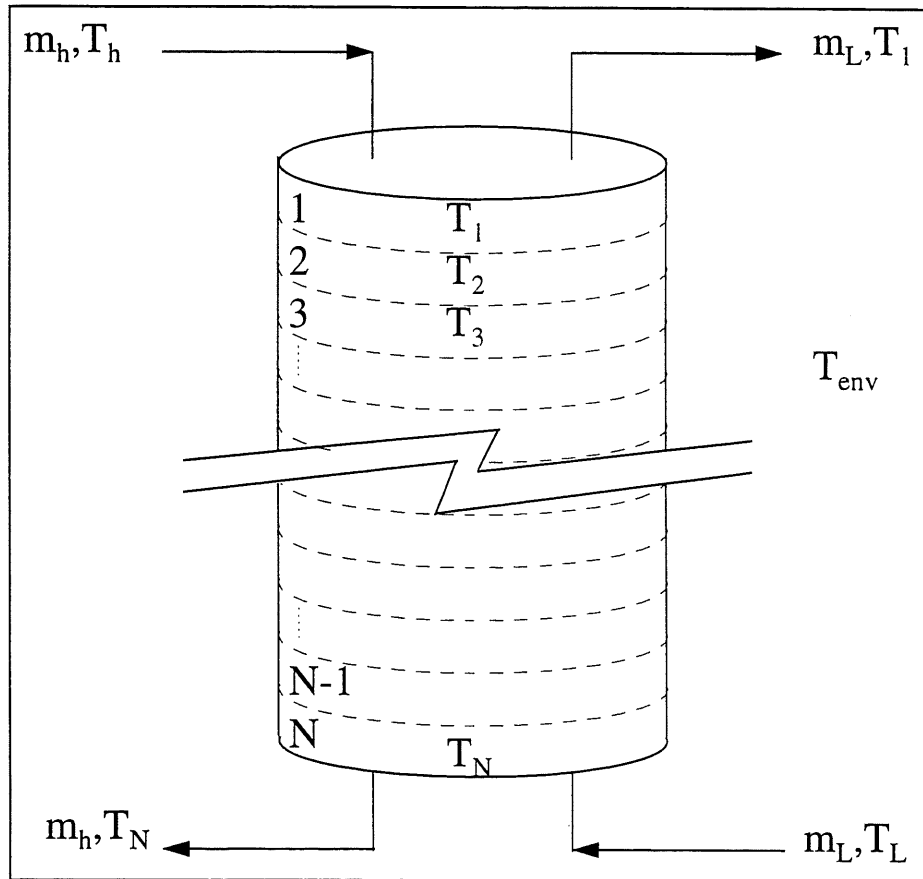


Figure 2.4 Chauffe-eau stratifié

Le degré de stratification est déterminé par la valeur de N. Si N=1, la température est uniforme dans tout le chauffe-eau, ainsi la stratification est nulle. Il est possible d'utiliser un élément électrique horizontal pour chauffer l'eau et de choisir sa position dans le réservoir et celle de son thermostat. Le modèle tient compte également des pertes à l'environnement. Dans ces conditions, le bilan d'énergie sur le segment i, prend la forme suivante.

$$\begin{aligned}
 M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = & \alpha_i \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{pf} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) \\
 & + \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} & \text{si } \gamma_i > 0 \\
 & + \gamma_i (T_i - T_{i+1}) C_{pf} & \text{si } \gamma_i < 0 \\
 & + q_i & \text{pour } i = 1, N
 \end{aligned} \quad [21] \quad (2.8)$$

La température de chacun des segments, est déterminée par l'intégration de leurs dérivées par rapport au temps, exprimées dans l'équation ci-dessus. À la fin de chaque pas de temps, on s'assure qu'il n'y ait pas d'inversion de température. C'est à dire que la température doit augmenter avec la hauteur dans le réservoir. Si il y a inversion de température ($T_i < T_{i+1}$), celle-ci est éliminée par le mélange des noeuds i et i+1. q_i est le taux d'énergie ajouté au segment i par l'élément chauffant et les fonctions de contrôle α_i , β_i , γ_i , sont définies comme suit.

$$\alpha_i = 1 \quad \text{si } i = S_h; =0 \text{ si non} \quad [21] \quad (2.9a)$$

$$\beta_i = 1 \quad \text{si } i = S_L; =0 \text{ si non} \quad [21] \quad (2.9b)$$

$$\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j \quad [21] \quad (2.9c)$$

où S_h est le numéro du segment où entre l'eau de la source de chaleur et S_L est le numéro du segment où entre l'eau froide pour emplir le réservoir.

De plus, il-y-a une condition qui doit être respectée à l'interface MCP-caloporteur:

$$-k \frac{\partial T_s}{\partial r} = q'' + U(T_{calc} - T_s) \quad (2.10)$$

Ici q'' est le flux de chaleur imposé à la paroi, T_s est la température du tube et du même coup, la température du MCP au contact de ce dernier.

On utilise une solution analytique de l'équation 2.8 pour calculer la température dans chaque segment du chauffe-eau. En effet, cette équation peut être réécrite sous la forme suivante:

$$\frac{dT_i}{dt} = aT_i + b \quad (2.11)$$

Puisque b n'est pas constant dans le temps, une approximation raisonnable de la solution analytique est obtenue, en assumant une valeur moyenne de b sur un pas de temps. Ainsi, la solution de l'équation 2.11 peut être exprimée par la relation suivante:

$$T_i = (T_i^o + \frac{\bar{b}}{a})e^{a\Delta t} - \frac{\bar{b}}{a} \quad (2.12)$$

Maintenant que les équations ont été énoncées, il s'agit de les discrétiser pour pouvoir les résoudre numériquement. C'est le sujet de la section suivante.

2.3. Mise en oeuvre numérique

Les équations 2.5 et 2.6 sont discrétisées à l'aide d'une méthode aux différences finies. Il s'agit d'intégrer ces équations dans un volume de contrôle tel que montré sur les figures 2.5 et 2.6.

L'équation de la fusion du MCP (2.5), prend donc la forme suivante.

$$a_w h_w + a_p h_p + a_E h_E = b \quad (2.13)$$

$$a_w = -R\alpha_w(1 - \frac{\Delta r}{2r_p}) \quad (2.14a)$$

$$a_E = -R\alpha_e(1 + \frac{\Delta r}{2r_p}) \quad (2.14b)$$

$$a_p = 1 - a_w - a_e \quad (2.14c)$$

$$R = \frac{\Delta t}{\Delta r^2} \quad (2.14d)$$

$$b = h_p^o + \rho L [f_{LP}^o - f_{LP}] + q_e''' \Delta t \quad (2.14e)$$

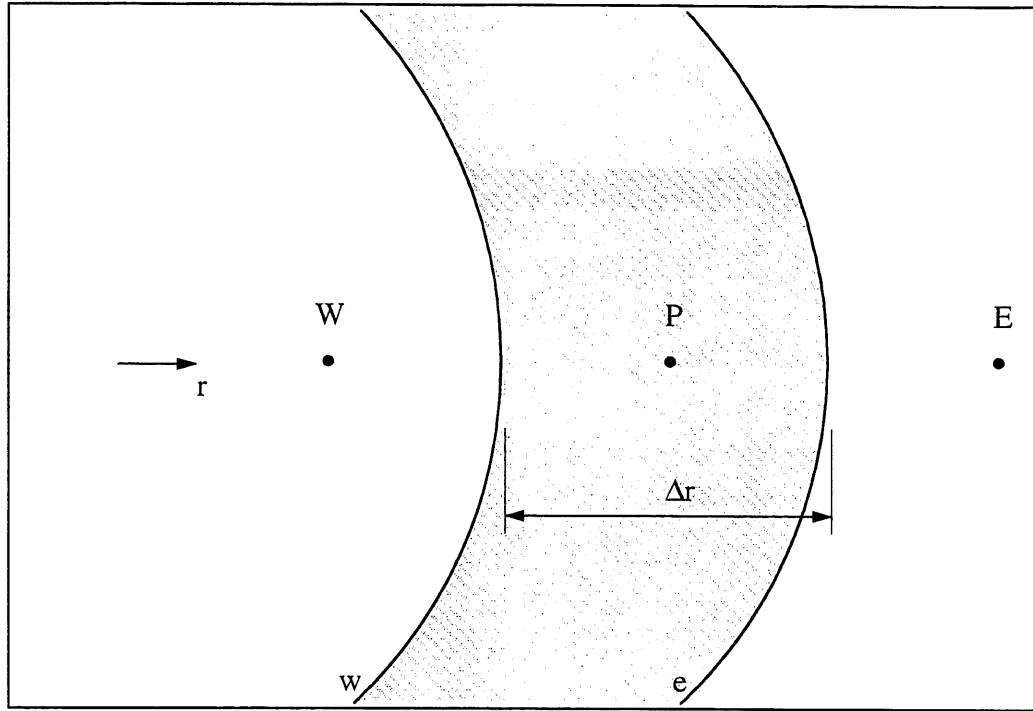


Figure 2.5 Domaine d'intégration pour le MCP

L'équation pour le caloporteur (2.6) quant à elle s'exprime comme suit.

$$T_{calo} = \frac{a_1 T_{calo}^o + a_2 T_s + a_3 T_{ent}}{a_4} \quad (2.15)$$

$$a_1 = \frac{\rho V_{vc} C_p}{\Delta t} \quad (2.16a)$$

$$a_2 = UA \quad (2.16b)$$

$$a_3 = \dot{m} C_p \quad (2.16c)$$

$$a_4 = a_1 + a_2 + a_3 \quad (2.16d)$$

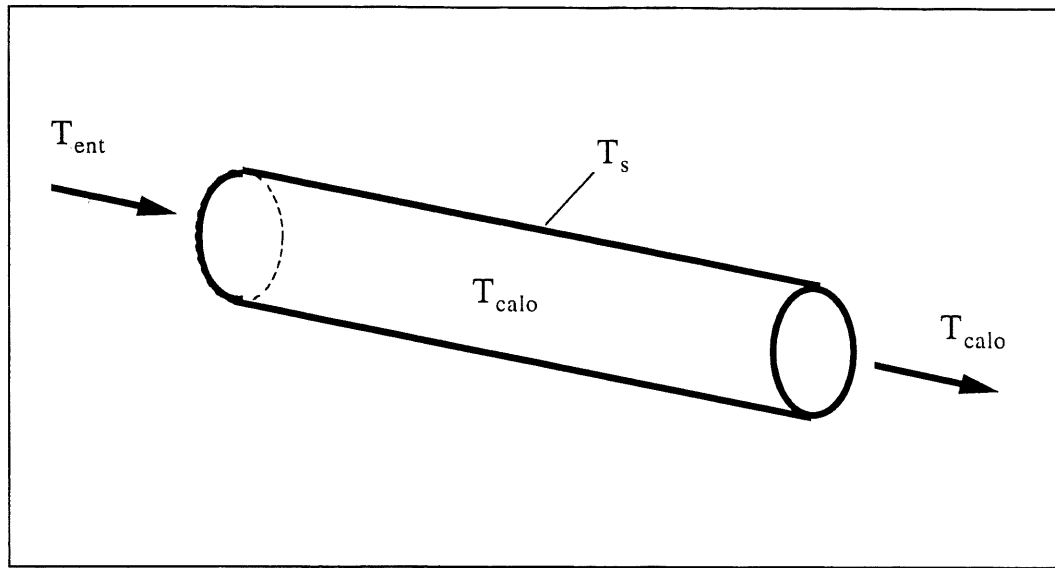


Figure 2.6 Domaine d'intégration pour le caloporteur

La mise en oeuvre numérique du modèle du chauffe-eau est faite à l'aide du logiciel TRNSYS [21]. Ce logiciel permet de simuler non seulement le comportement thermique d'un chauffe-eau, mais aussi de systèmes thermiques complexes. Il est reconnu mondialement et est supporté par le laboratoire d'énergie solaire de l'université de Wisconsin-Madison depuis 1975. Puisque TRNSYS ne comporte pas d'accumulateur thermique par chaleur latente, un programme permettant de le simuler a été développé et adapté pour pouvoir fonctionner avec TRNSYS.

Au chapitre suivant, chacune des composantes sont validées séparément à l'aide de solutions numériques et de mesures expérimentales, puis un bilan d'énergie sur l'ensemble du système s'assure du bon comportement de ce dernier.

3. VALIDATION

Le présent chapitre permet de s'assurer que le modèle utilisé représente bien le comportement réel du système. Pour ce faire, les deux composantes principales, soit l'accumulateur thermique et le chauffe-eau, ont d'abord été validées séparément et ensuite, elles ont été rassemblées pour une vérification finale du bilan énergétique.

3.1. Élément de stockage

3.1.1. Matériau à changement de phase

Pour valider la fusion du matériau à changement de phase, les résultats numériques ont été confrontés à deux solutions analytiques. La première, donne l'évolution du front de fusion d'un MCP autour d'un fil chauffant [22] (une dimension, cylindrique, puissance imposée, espace semi-infini). La position du front de fusion en question est donnée par la relation suivante.

$$r = 2\lambda\sqrt{\alpha_L t} \quad (3.1)$$

où λ est la racine de l'équation transcendante suivante.

$$\frac{Q' / (\rho L \alpha_L)}{4\pi\lambda^2 e^{\lambda^2}} + \frac{Ste_s}{(\nu\lambda)^2 e^{(\nu\lambda)^2} E_1(\nu^2 \lambda^2)} = 1 \quad (3.2)$$

où

$$E_1(x) = \int_x^\infty \frac{e^{-s}}{s} ds \quad (3.3a)$$

$$\nu = \sqrt{\frac{\alpha_L}{\alpha_s}} \quad (3.3b)$$

$$Ste_s = \frac{C_s (T_m - T_s)}{L} \quad (3.3c)$$

La figure 3.1 donne la comparaison entre les résultats analytiques et numériques dans le cas du problème de fusion autour d'une source de chaleur linéaire, à flux constant, de différentes intensités. Pour ces simulations numériques nous avons utilisé 101

noeuds réparties dans un cylindre de 0.1 mètre de rayon et un pas de temps de 0.1 secondes.

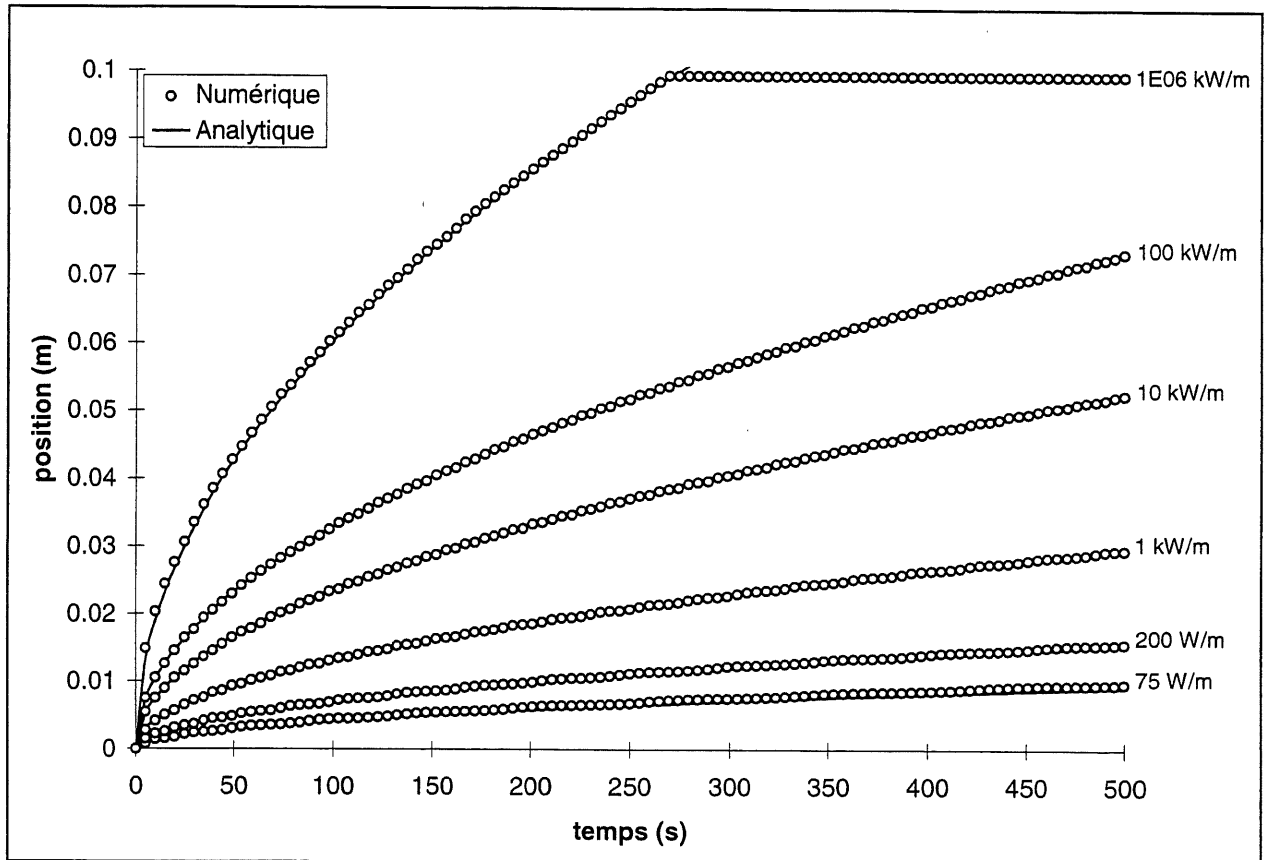


Figure 3.1 Position du front de fusion en fonction du temps à flux de chaleur constant

Dans le cas qui nous intéresse, le MCP sera disposé autour d'un tuyau de métal. Si le rayon de ce tube tend vers l'infini, le problème cylindrique tend à devenir cartésien. Ainsi en posant un rayon interne très grand par rapport à l'épaisseur de MCP (diamètre interne = 10 mètres, épaisseur = 0.01 mètre) on peut comparer les résultats obtenus numériquement (101 noeuds, pas de temps 0.1 secondes) avec la solution analytique de Stefan [22] (une dimension, cartésienne, température imposée, espace semi-infini). La position du front de fusion est donnée par l'équation 3.1 où, cette fois, λ est la racine de l'équation transcendante suivante:

$$\lambda e^{\lambda^2} \operatorname{erf}(\lambda) = \frac{Ste_L}{\sqrt{\pi}} \quad (3.4)$$

où,

$$\text{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-s^2} ds \quad (3.5a)$$

$$\text{Ste}_L = \frac{C_L(T_L - T_m)}{L} \quad (3.5b)$$

La figure 3.2 donne la comparaison entre les résultats analytiques et numériques dans le cas du problème de Stefan pour des températures imposées allant de 0.01 à 10 degrés Kelvin au-dessus du point de fusion.

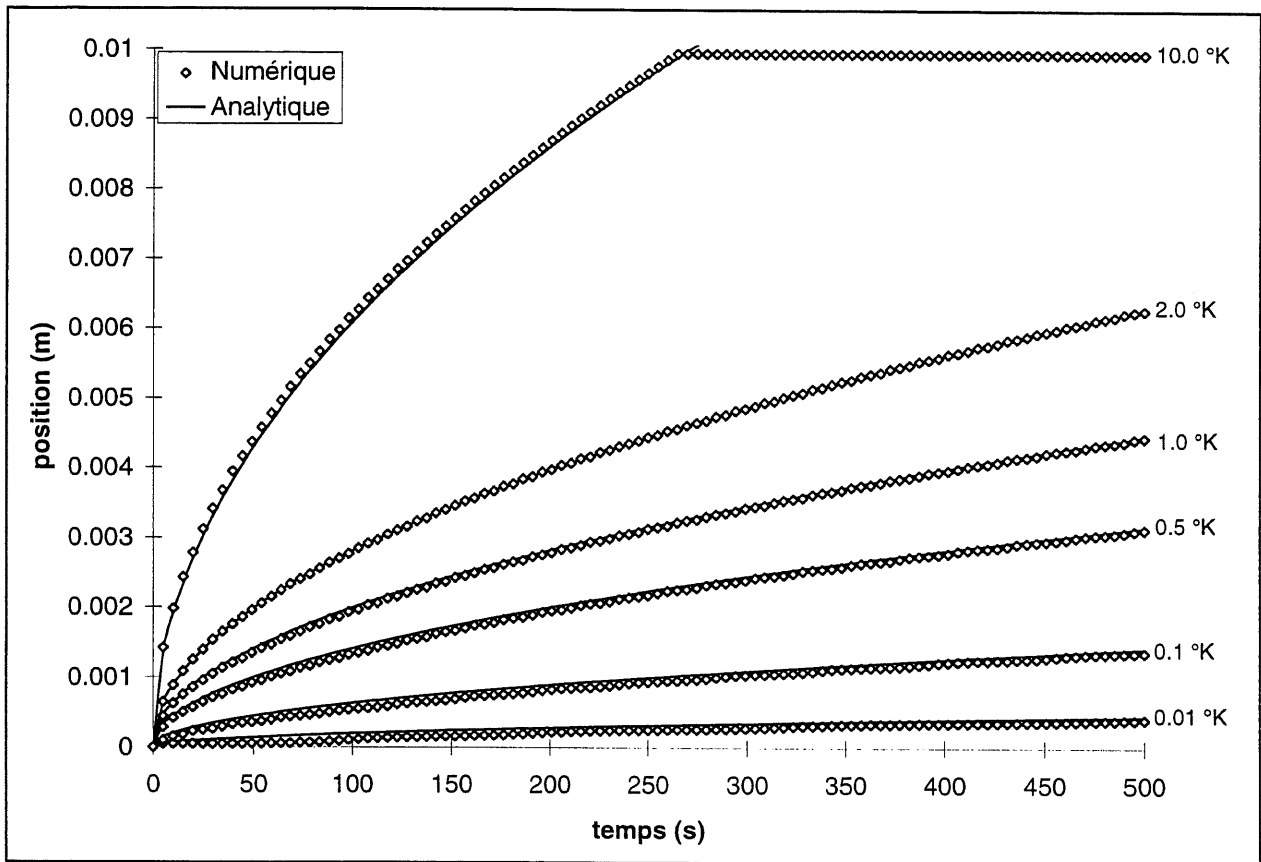


Figure 3.2 Position du front de fusion en fonction du temps à température constante

Comme on peut le remarquer sur les deux figures précédentes, le code numérique développé correspond bien avec les deux solutions analytiques présentées et on peut donc affirmer, que ce dernier est valide pour les plages de puissances et de températures mentionnées.

Maintenant que le modèle numérique du MCP a été validé, il faut examiner l'effet du maillage et du pas de temps sur les prédictions numériques. Dans ce cas, on doit se rappeler que l'on s'intéresse au comportement macroscopique de l'ensemble du système sur une période de temps d'une journée et non à la position exacte du front de fusion ou au profil de température dans le MCP. Donc on doit choisir un bon compromis entre la précision et le temps de calcul. Pour avoir un temps de calcul petit, on doit choisir un pas de temps grand et un maillage grossier et inversement si on veut obtenir une bonne précision. Dans cette optique, un maillage de 21 noeuds et un pas de temps de 1 seconde ont été retenus. En effet, ces paramètres nous donnent une assez bonne précision, un pas de temps relativement grand et un maillage grossier. Les figures 3.3 présentent les résultats de différentes simulations en fonction du nombre de noeuds et du pas de temps. Avec 11 noeuds (fig. 3.3a), la précision n'est pas très bonne. Notez que les courbes de 0.1 et 1.0 secondes sont confondues. Avec 21 noeuds (fig. 3.3b), la précision est meilleure et un pas de temps de une seconde présente de bons résultats. Avec 41 noeuds (fig. 3.3c), les oscillations ont presque disparues, mais pour un pas de temps de une seconde, l'écart avec la solution analytique est comparable au cas précédent et la simulation demande un temps de calcul plus grand. Finalement avec 101 noeuds (fig. 3.3d), la solution est excellente, mais nécessite un pas de temps d'au plus un dixième de seconde, donc un temps de calcul grand. Notez que les résultats sont comparés à la solution analytique de Stefan.

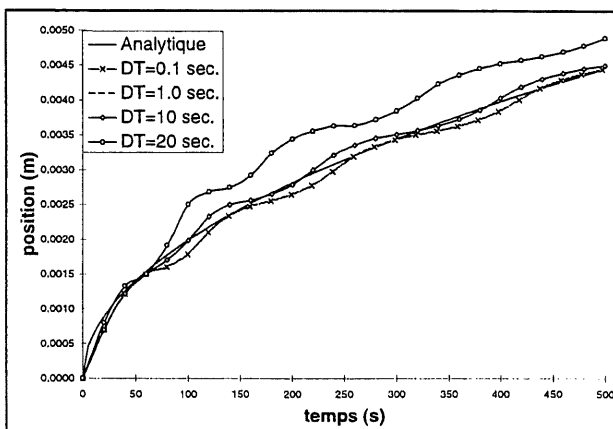


Figure 3.3a 11 noeuds

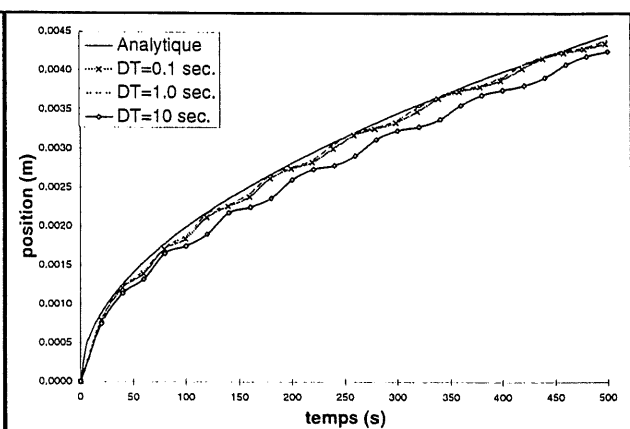


Figure 3.3b 21 noeuds

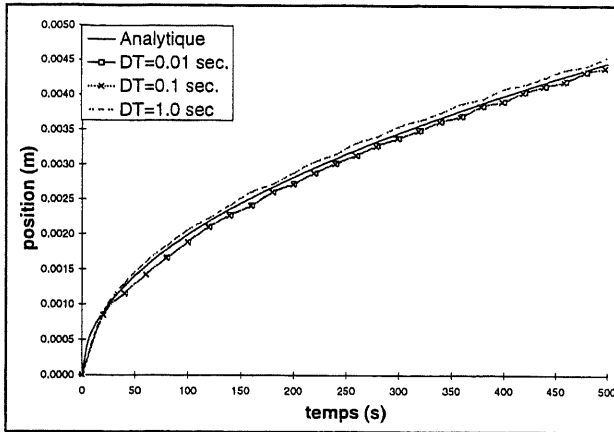


Figure 3.3c 41 noeuds

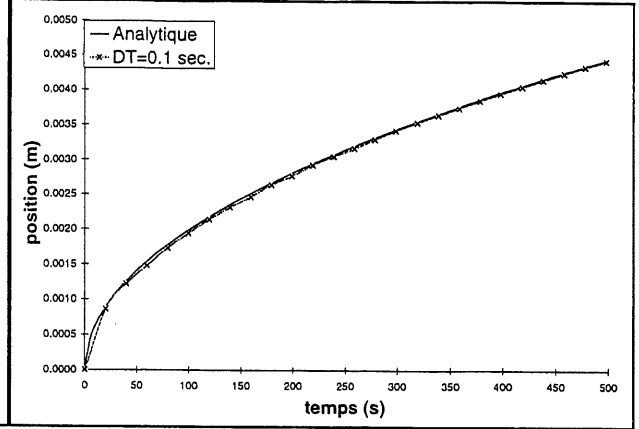


Figure 3.3d 101 noeuds

Notez que ces simulations ont été faites avec une température imposée de 1.0K au dessus du point de fusion. La masse volumique, la conductivité thermique ainsi que la chaleur massique du MCP utilisé sont respectivement 1000 kg/m^3 , 2 W/mK et 2.5 kJ/kgK .

3.1.2. Caloporteur

Dans le cas du caloporteur, le bilan d'énergie sur un tube de l'accumulateur a été vérifié. L'équation 3.6c représente ce bilan. Ainsi, l'énergie qui est absorbée par le MCP, doit être égale à l'énergie qui est perdue par le caloporteur.

$$E_{MCP} = mC_p\Delta T + f_l L \quad (3.6a)$$

$$E_{calo} = \dot{m}C_p(T_{ent} - T_{calo})\Delta t \quad (3.6b)$$

$$E_{MCP} = E_{calo} \quad (3.6c)$$

Ces deux quantités sont donc comparées pendant un cycle (une heure de stockage et une heure de déstockage) à température d'entrée du caloporteur constante (60°C pendant le stockage et 40°C au déstockage), pour différents débits. La température de fusion du MCP est de 50°C . Les résultats sont montrés sur les figures 3.4.

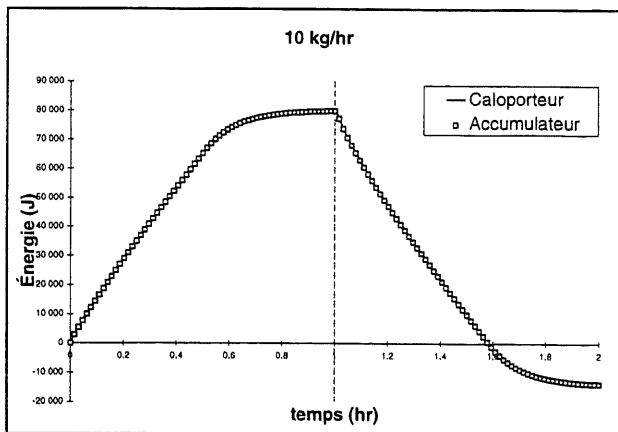


Figure 3.4a Bilan sur un tube (10 kg/h)

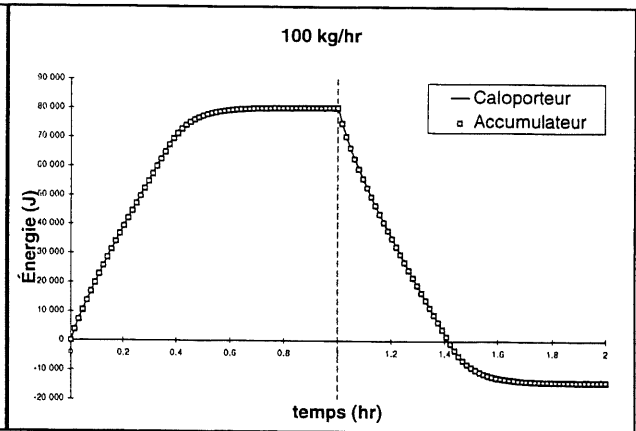


Figure 3.4b Bilan sur un tube (100 kg/h)

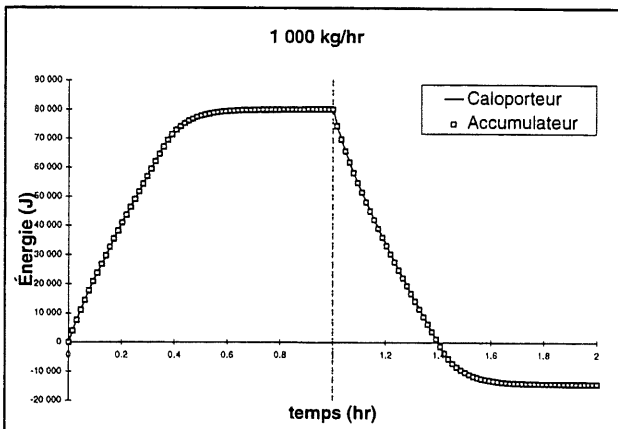


Figure 3.4c Bilan sur un tube (1000 kg/h)

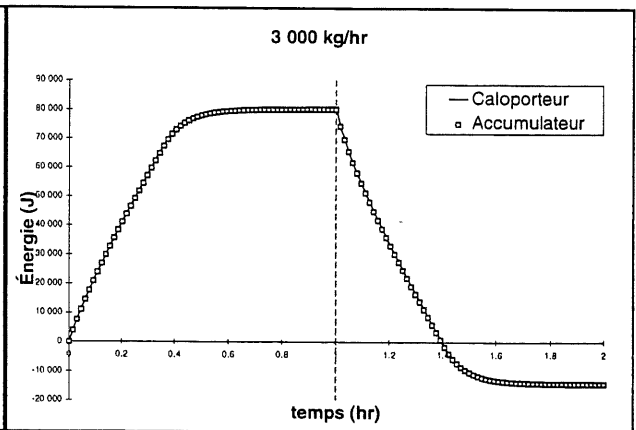


Figure 3.4d Bilan sur un tube (3000 kg/h)

Comme on peut le voir sur ces figures, le bilan d'énergie entre le caloporteur et le MCP est satisfaisant. Ensuite, nous avons imposé une température d'entrée variable (sinusoïde entre 40 et 60 °C) et là encore, le bilan d'énergie est excellent comme on peut en juger sur les figures 3.5.

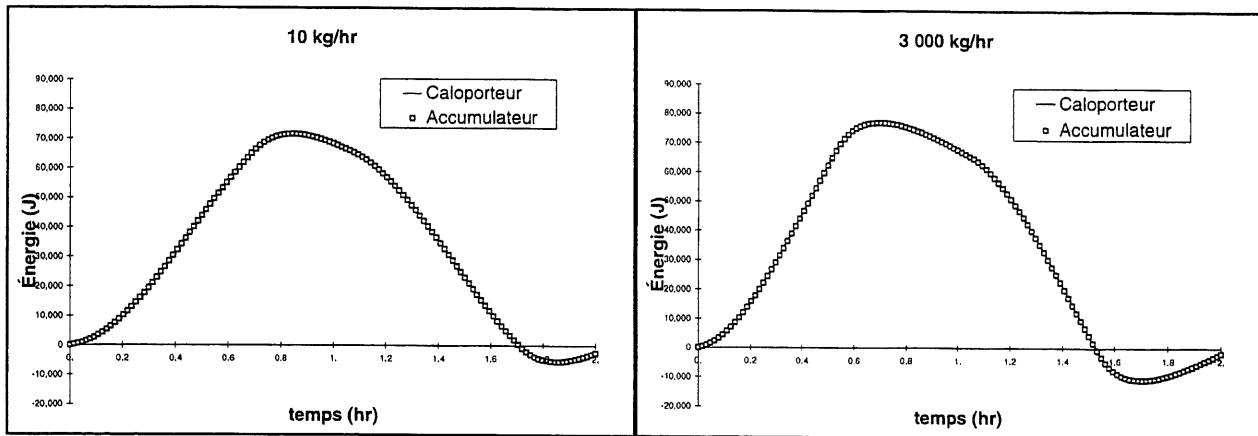


Figure 3.5a Tempér. variable (10 kg/h)

Figure 3.5b Tempér. variable (3000kg/h)

Ainsi, il a été démontré que le modèle pour simuler l'accumulateur est valide et est représentatif de la réalité. Par la suite, le modèle du réservoir à eau chaude a été validé. Les résultats de cette validation sont présentés dans la section 3.2..

3.2. Réservoir à eau chaude

La validation du chauffe-eau a, pour sa part, déjà été réalisée par le Thermaus dans le cadre d'une recherche pour l'Association canadien de l'électricité [30]. Dans ce rapport, les simulations numériques de TRNSYS ont été comparées à des résultats expérimentaux. Ces résultats proviennent de deux chauffe-eau de configuration standard de 175 litres. Ces derniers sont munis de deux éléments électriques immergés de 3 kW chacun, contrôlés par des thermostats et où la priorité est donné à l'élément du haut. Le réservoir est alimenté en eau froide par le bas tandis que l'eau chaude sort par le haut. Ce chauffe-eau est illustré sur la figure 3.6.

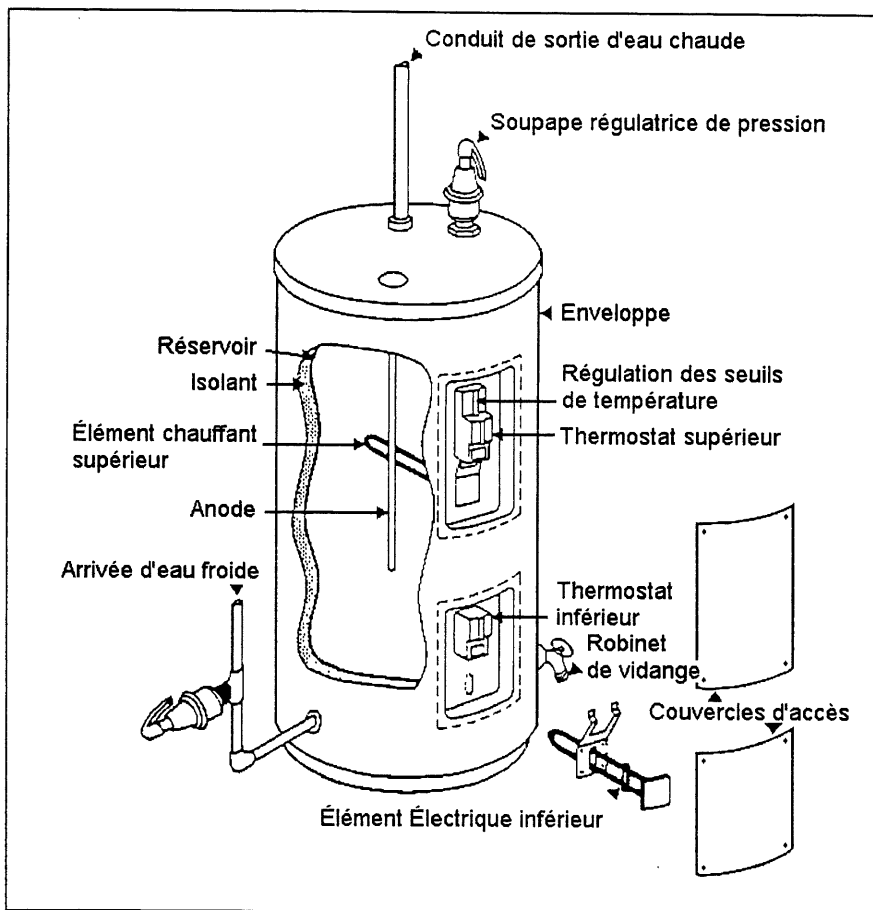


Figure 3.6 Chauffe-eau électrique domestique standard [24]

Les résultats de la validation sont présentés dans le tableau 3.1. On y montre la consommation d'eau chaude sanitaire (ecs) pour chaque heure ainsi que les valeurs prédites par TRNSYS et celles mesurées expérimentalement. Ces résultats sont également représentés dans la figure 3.7

TABLEAU 3.1 VALIDATION AVEC LA NORME CAN/CSA-C191 SERIES-M90 [30]

Retrait no.	Début du retrait (h)	Quantité d'ecs (kg)	Durée du retrait (pas de temps de 56.25s)	Débit (kg/h)	T _{out} -T _{in} prédiction de TRNSYS (°C)	T _{out} -T _{in} test CEA, rapport 8904 U 707 (°C)	
						No 1	No 2
1	0.25	40.5	3	864.0	60.4	63.5	59.4
2	1.25	40.5	3	864.0	60.4	61.2	58.3
3	2.25	46.0	3	981.3	59.8	61.7	56.7
4	3.25	90.0	6	960.0	59.1	58.8	53.9
5	3.75	81.0	5	1036.0	48.3	45.4	50.6
6	4.25	50.0	3	1066.0	37.6	41.9	44.4
7	5.25	14.0	1	896.0	61.9	64.1	52.8
8	6.25	14.0	1	896.0	61.9	63.5	60.0
9	7.25	14.0	1	896.0	62.3	64.1	60.6
10	8.25	4.5	1	288.0	63.6	-	-
11	9.25	14.0	1	896.0	63.1	-	-
12	10.25	9.0	1	576.0	63.4	-	-
13	11.25	9.0	1	576.0	62.5	-	-
14	12.25	14.0	1	896.0	61.4	-	-
15	13.25	9.0	1	576.0	61.4	-	-
16	14.25	4.5	1	288.0	61.6	-	-

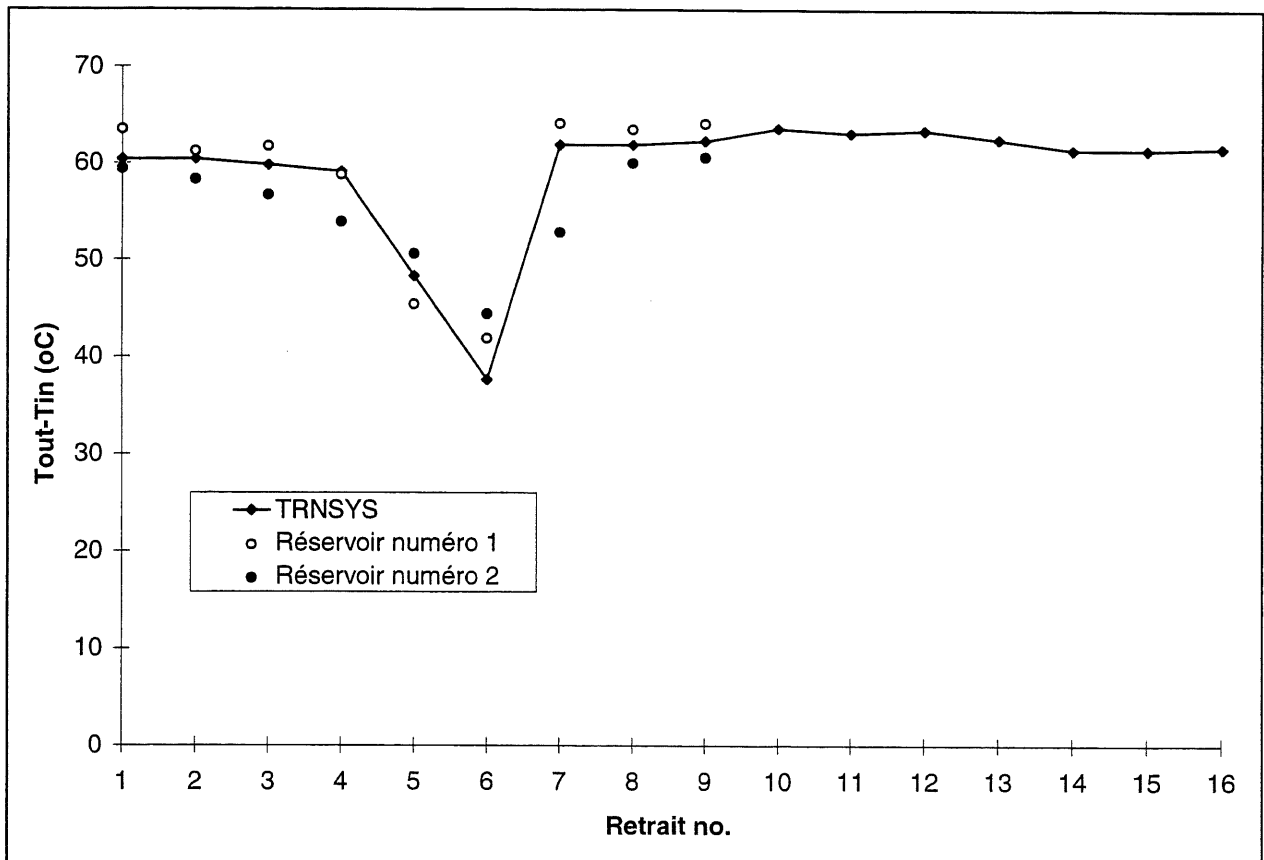


Figure 3.7 Températures prédites et mesurées

Comme on peut le voir, les résultats sont jugés satisfaisants compte tenu que plusieurs caractéristiques du chauffe-eau n'étaient pas spécifiées et que seulement la masse d'eau consommée à chaque heure était connue et non le débit. Malgré tout, l'écart entre les valeurs numériques et expérimentales est moins important que l'écart entre les valeurs des deux chauffe-eau.

Le débit a été spécifié pour être aussi près que possible de 18 litres par minute, le pas de temps a été fixé à 56.25 secondes et les retraits débutaient 15 minutes après l'heure. Les mêmes paramètres seront utilisés pour le présent ouvrage.

3.3. Réservoir et accumulateur couplés

Après avoir validé les deux composantes principales indépendamment, un bilan d'énergie sur l'ensemble du système (chauffe-eau et accumulateur) soumis à un cycle de stockage-déstockage typique, a été réalisé pour s'assurer que l'énergie est

conservée. Le bilan d'énergie en question est présenté dans la figure 3.8. Il représente la comparaison entre la variation de l'énergie du réservoir (terme de gauche de l'équation 3.7) donné par TRNSYS et la somme des gains et des pertes de ce dernier (accumulateur, élément chauffant, consommation d'eau chaude). Ce bilan peut s'écrire comme suit.

$$\sum_{i=1}^N m_i C_p (T_i - T_{i=0}) = \dot{m} C_p (T_{ent} - T_{sor}) \Delta t + q_{élé} \Delta t - \Delta E_{acc} - q_{per} \Delta t \quad (3.7)$$

T_{ent} et T_{sor} représente respectivement, la température à l'entrée et à la sortie du réservoir. Le terme dans lequel ils se trouvent, représente donc l'énergie de la consommation d'eau chaude. $q_{élé}$, est l'énergie fournie par les éléments électriques par unité de temps, ΔE_{acc} est l'énergie emmagasinée dans l'accumulateur thermique et q_{per} , est l'énergie perdue à l'environnement par unité de temps.

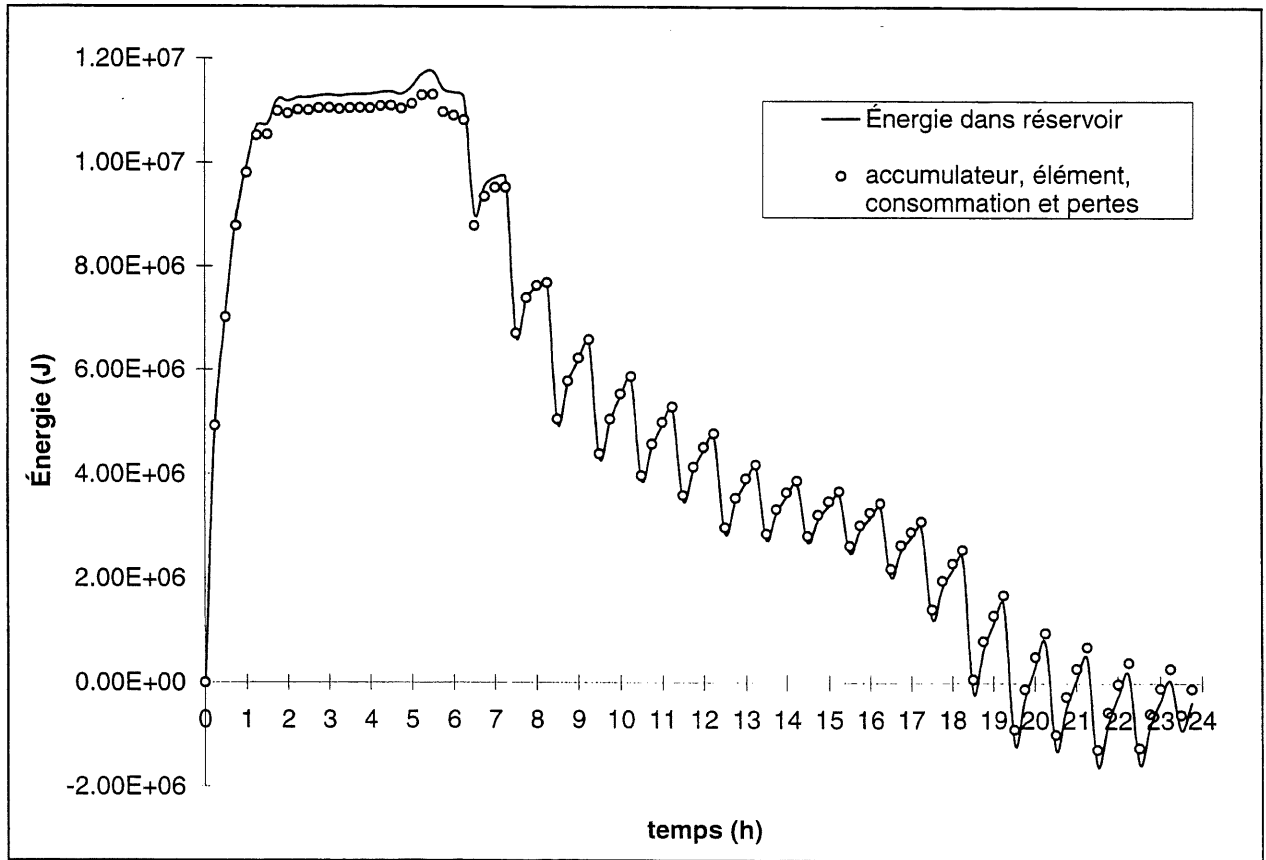


Figure 3.8 Bilan d'énergie global

On peut remarquer que le système présente un bilan d'énergie satisfaisant, malgré une erreur d'environ trois pour cent. Cet écart est dû principalement aux pertes à l'environnement. En effet, un bilan fait avec des pertes nulles, nous a donné des courbes presque identiques. Nous pouvons affirmer malgré tout, que le bilan est satisfaisant et que le modèle est suffisamment représentatif de la réalité pour permettre d'étudier le comportement d'ensemble d'un tel système.

4. ANALYSE

Ce chapitre est destiné à l'étude des systèmes présentés précédemment (parallèle et série). Dans la section 4.1, il est question des paramètres importants ainsi que des stratégies de chauffage à l'aide des éléments électriques. Les résultats des simulations numériques sont présentés dans la section 4.2.

4.1. Paramètres

Il existe beaucoup de paramètres pouvant influencer le comportement des deux systèmes présentés. Pour diminuer le nombre de simulations nécessaires, on doit donc déterminer certains de ces paramètres. Par exemple, il y aurait une infinité de stratégies de stockage et de déstockage possibles. Mais puisqu'il existe déjà des tarifs différenciés à l'étude au Québec et dans le reste du Canada, ces derniers ont servi de base pour déterminer les deux stratégies étudiées. Ainsi, les paramètres qui ont été utilisés lors de nos simulations sont les suivants.

Pour le chauffe-eau, des volumes de 175 litres et 270 litres (40 et 60 gallons) ont été retenus pour débiter les simulations. Les puissances de chauffage adoptées sont 3.0 kW ou 4.5 kW. Ces valeurs sont celles que l'on retrouve dans les chauffe-eau électriques les plus couramment utilisés au Canada [24]. De plus, le réservoir est muni d'un seul élément électrique, ce qui est amplement suffisant puisque c'est celui de l'accumulateur qui est le plus sollicité. La température de consigne des éléments chauffants a, quant à elle, été fixée initialement à 65°C, dans le but de permettre la fusion du MCP (pour le système en parallèle) qui fond aux alentours de 60°C et pour assurer une température de l'eau près de cette valeur tout au long de la journée. Pour ce qui est des stratégies de mise en fonction des éléments chauffants, notre choix s'est arrêté sur les deux suivantes. La première, consiste à chauffer à l'aide des éléments électriques de 22h00 à 6h00 (stratégie no. 1). Pour la seconde, les éléments sont en fonction de 22h00 à 6h00 et de 11h00 à 15h00 (stratégie no. 2). Il est important de noter que les éléments ne peuvent fonctionner tous les deux en même temps et que la priorité est donnée à l'élément du chauffe-eau pour chauffer rapidement l'eau du

réservoir lorsque les éléments sont remis en fonction. Les deux profils de consommation d'eau chaude sanitaire retenus sont les suivants. Le premier, est le profil proposé par l'ASHRAE [26] qui répond à un besoin journalier de 424 litres d'eau, pour une famille constituée de deux adultes et deux enfants disposant d'une laveuse et d'un lave-vaisselle et ce, avec un intervalle de confiance de 95%. Le second est le profil proposé par la société électrique Hydro Québec [27] qui correspond à une consommation journalière plus modeste de 276 litres. Ces profils sont illustrés dans les figures 4.1.

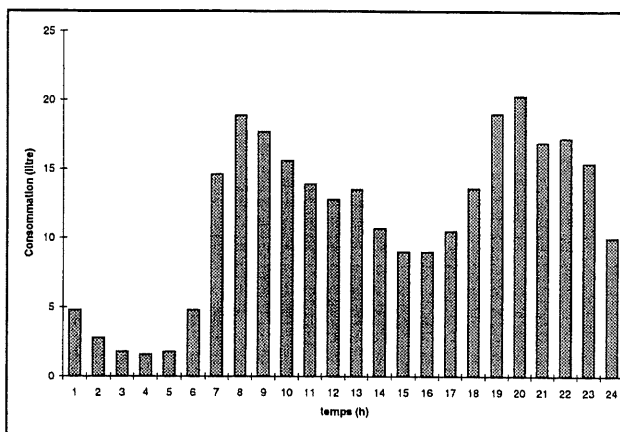


Figure 4.1a Profil d'Hydro-Quebec

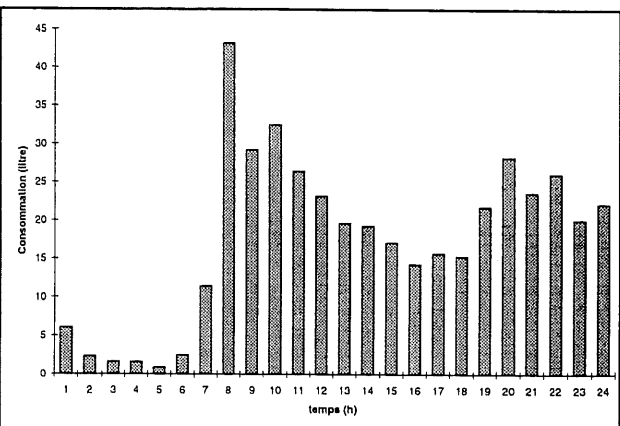


Figure 4.1b Profil de l'ASHRAE

Pour ce qui est de l'accumulateur thermique par chaleur latente, le critère principal pour le choix du MCP est sa température de fusion. Pour limiter les possibilités, le type de MCP a été restreint à la paraffine. Les propriétés thermiques de l'eau et des paraffines utilisées sont répertoriées dans le tableau 4.1.

TABLEAU 4.1 PROPRIÉTÉS THERMIQUES [28]

	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	k (W/mK)	T_m (°C)	L (kJ/kg)	μ (Ns/m ²)
Heptacosane(C ₂₇ H ₅₆)				58.8	235	
solide	818	2950	0.24			
liquide*	760	2510	0.24			
Triacotane(C ₃₀ H ₆₂)				65.4	252	
solide	818	2950	0.24			
liquide*	760	2510	0.24			
eau [20] [21]	1000	4190	0.590			453E-6

* Les propriétés de la phase solide ont été utilisées dans les deux phases pour les simulations.

Puisque nous utilisons une méthode numérique où le volume de MCP est constant, le bilan thermique est grandement affecté si les propriétés thermiques changent d'une phase à l'autre. En effet, lorsque la masse volumique varie d'une phase à l'autre dans une enceinte de volume fixe, cela revient à créer ou détruire de la masse lorsqu'il y a changement de phase. Ce qui est impossible en réalité. Donc la masse de MCP change pendant la fusion et la solidification, ce qui donne un mauvais bilan énergétique. Pour éviter ceci, on a préféré utiliser des propriétés thermiques constantes dans les deux phases (propriétés de la phase solide). Évidemment, ceci fausse quelque peu les résultats, principalement en ce qui a trait au temps de fusion et aux températures du MCP. Mais de cette façon, les quantités d'énergie transférées et stockées sont plus exactes et c'est ce qui importe le plus pour la présente étude.

Le volume de MCP sera déterminé pour satisfaire le mieux possible les deux profils de consommation d'eau chaude à l'étude. L'accumulateur est de type tube-calandre (shell-&-tube) à double passe de 1 mètre de long composé de 539 tubes de 5 mm de diamètre. Deux modes de branchement de l'accumulateur avec le réservoir sont étudiés, soit en série ou en parallèle. Dans le cas du système en parallèle, les débits de stockage et de déstockage ont été fixés respectivement à 13.3 l/min et à 3.6 l/min ce qui assure un transfert de chaleur adéquat. Ces débits ont d'abord été évalués comme suit. Au déstockage on doit chauffer 367 kg d'eau (ASHRAE) de 4°C à 60°C. Pour ce faire, on a besoin de 8.61E4 kJ (équation 4.1).

$$E = M_{ch} C_p \Delta T_{\text{élev}} \quad (4.1)$$

où E est l'énergie nécessaire, M_{ch} est la masse d'eau à chauffer, C_p est la chaleur massique de l'eau et $\Delta T_{\text{élev}}$ est l'élévation de température. La température à l'entrée de l'accumulateur (fond du réservoir) à ce moment est d'environ 50°C et elle ressort près de 58.5°C. Ainsi on doit faire circuler au moins 3161 kg d'eau (équation 4.2) et ce en 16 heures. Ce qui donne un débit de 3.3 litres par minute.

$$M_{cir} = \frac{E}{C_p \Delta T_{acc}} \quad (4.2)$$

où M_{cir} est la masse à faire circuler dans l'accumulateur et ΔT_{acc} est la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'accumulateur. Pour ce qui est du stockage, la température à l'entrée de l'accumulateur est d'environ 64°C et près de 60.5°C à la sortie. Ainsi pour emmagasiner les 8.61E4 kJ nécessaires, on doit faire circuler 5871 kg d'eau en 8 heures. Ce qui nécessite un débit minimum de 12.2 litres par minutes. Pour le système en série, le débit de consommation d'eau chaude détermine le débit dans l'accumulateur puisque celui-ci est relié à l'entrée d'eau froide. Les pertes thermiques de l'accumulateur dépendent beaucoup de sa conception. Donc pour les évaluer, il a fallu poser certaines hypothèses. Ainsi, un réservoir cylindrique de 1 mètre de haut par 0.5 mètre de diamètre, entouré d'un isolant de fibre de verre ($k=0.035$ W/mK) de 5.08 cm (2 pouces) d'épaisseur a été considéré pour les calculs. Nous avons évalué le coefficient de convection à la surface du cylindre à l'aide de la corrélation de Churchill and Chu [20].

Les pertes de charge ont également été évaluées pour s'assurer que la pression disponible dans le réseau d'aqueduc des municipalités soit suffisante. Ainsi à l'aide de la relation de Darcy-Weisbach (éq. 4.3), les pertes de charge pour l'accumulateur décrit plus tôt ont été évaluées à 33 Pa pour un débit de 18 litres par minute. Ce débit est le plus élevé que l'on puisse avoir dans l'accumulateur et donne un écoulement laminaire avec les conditions décrites plus tôt.

$$dP = \rho f \left(\frac{L_{eq}}{D} \right) \frac{V^2}{2} \quad (4.3)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{laminaire}) \quad (4.4)$$

où f est un coefficient de friction, L_{eq} est la longueur équivalente des tuyaux en tenant compte des pertes singulières, D est le diamètre des tubes et V est la vitesse moyenne de l'écoulement. Pour donner une idée, la pression disponible dans les demeures de la ville de Sherbrooke varie de 276 à 896 kPa (40 à 130 psi) [29]. Ainsi on peut conclure que les pertes de charge sont négligeables dans ces conditions.

4.2. Résultats

Une série de simulations a été faite avec le profil de consommation d'eau chaude sanitaire proposé par Hydro Québec. Ces simulations nous permettront de comparer le comportement des deux systèmes et de choisir le "meilleur" pour une étude plus approfondie. Les résultats des simulations, pour le système en parallèle, sont présentés dans la section 4.2.1 et pour le système en série, dans la section 4.2.2. Ensuite, le système qui présente les meilleurs résultats et le plus d'avantages, est étudié plus en détails à la section 4.2.3.

4.2.1. Système en parallèle

Les simulations à l'aide du profil de consommation d'Hydro Québec, sont présentées dans le tableau 4.2 (PA01 à PA08). Pour donner un point de comparaison, les résultats de simulations de réservoirs standard ont été inclus à ce tableau (ST01 à ST04).

On peut remarquer que pour la stratégie numéro 1 (22H00 à 6H00), l'accumulateur a une grande influence sur la température dans le haut du réservoir. Par contre, lorsque les éléments sont en fonction de 22H00 à 6H00 et de 11H00 à 15H00 (stratégie numéro 2), les températures minimales à la sortie du réservoir sont

sensiblement les mêmes que celles des réservoirs standard. Ce qui nous permet de conclure qu'avec la stratégie 2, l'accumulateur thermique par chaleur latente perd un peu de son intérêt. Un autre point important à mentionner, est que peu importe la stratégie, l'accumulateur thermique par chaleur latente parvient à maintenir une température dans le fond du réservoir au-dessus de 47°C, une température au-delà de laquelle la population de légionellas décroît. On peut voir une courbe typique de chacune des deux stratégies sur les figures 4.2 et 4.3.

4.2.2. Système en série

Cette fois encore, des simulations ont été réalisées avec le profil de consommation d'Hydro Québec et les résultats sont présentés au tableau 4.3 (SE01 à SE08). On peut remarquer que pour la stratégie numéro 2, les températures minimales à la sortie du réservoir sont, encore une fois, comparables à celles des réservoirs standard et que le stockage par chaleur latente est par le fait même beaucoup moins intéressant. En effet, un réservoir standard de 270 litres pourrait fournir de l'eau chaude, à un niveau acceptable, pendant les quelques heures d'arrêt des éléments électriques et ce même avec un profil de consommation de 424 litres par jour (tableau 4.4). Par contre, lorsque les éléments sont court-circuités de 6H00 à 22H00 (stratégie numéro 1), le système en série, comme le précédent, est très intéressant. Pour ce qui est de la température au fond du réservoir, on obtient des résultats comparables au système en parallèle mais cette fois-ci, les grandes oscillations présentes dans le système précédent sont disparues. Encore une fois, des courbes des deux stratégies sont présentées aux figures 4.4 et 4.5. La consommation cette fois-ci est légèrement plus élevée, puisque la température moyenne l'est un peu plus également et ainsi, les pertes sont plus importantes.

TABLEAU 4.2 RÉSULTATS DES SIMULATIONS AVEC LE PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC (SYSTÈME EN PARALLÈLE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où $T_{\text{fond}} >$		Consommation électrique Journalière (kWh)			$T_{\text{sort min.}}$ (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés	acc	totale	
ST01	2	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	20.2	-	20.2	≅ 57
PA01	2	175	-	3000	-	65	0.1343	58.8	22H00	9H45	21.9	-	21.9	≅ 59
PA02	2	175	-	4500	-	65	0.1343	58.8	22H00	12H00	22.0	-	22.0	≅ 60
ST02	2	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	21.1	-	21.1	≅ 62
PA03	2	270	-	3000	-	65	0.1343	58.8	21H30	8H45	22.4	-	22.4	≅ 58
PA04	2	270	-	4500	-	65	0.1343	58.8	21H30	11H30	22.5	-	22.5	≅ 60
ST03	1	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	13.6	-	13.6	≅ 9
PA05	1	175	-	3000	-	65	0.3175	58.8	21H15	6H45	20.8	-	20.8	≅ 54
PA06	1	175	-	4500	-	65	0.3175	58.8	21H15	7H45	20.9	-	20.9	≅ 54
ST04	1	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	17.9	-	17.9	≅ 35
PA07	1	270	-	3000	-	65	0.3175	58.8	20H45	6H15	21.6	-	21.6	≅ 56
PA08	1	270	-	4500	-	65	0.3175	58.8	20H45	7H30	21.7	-	21.7	≅ 56

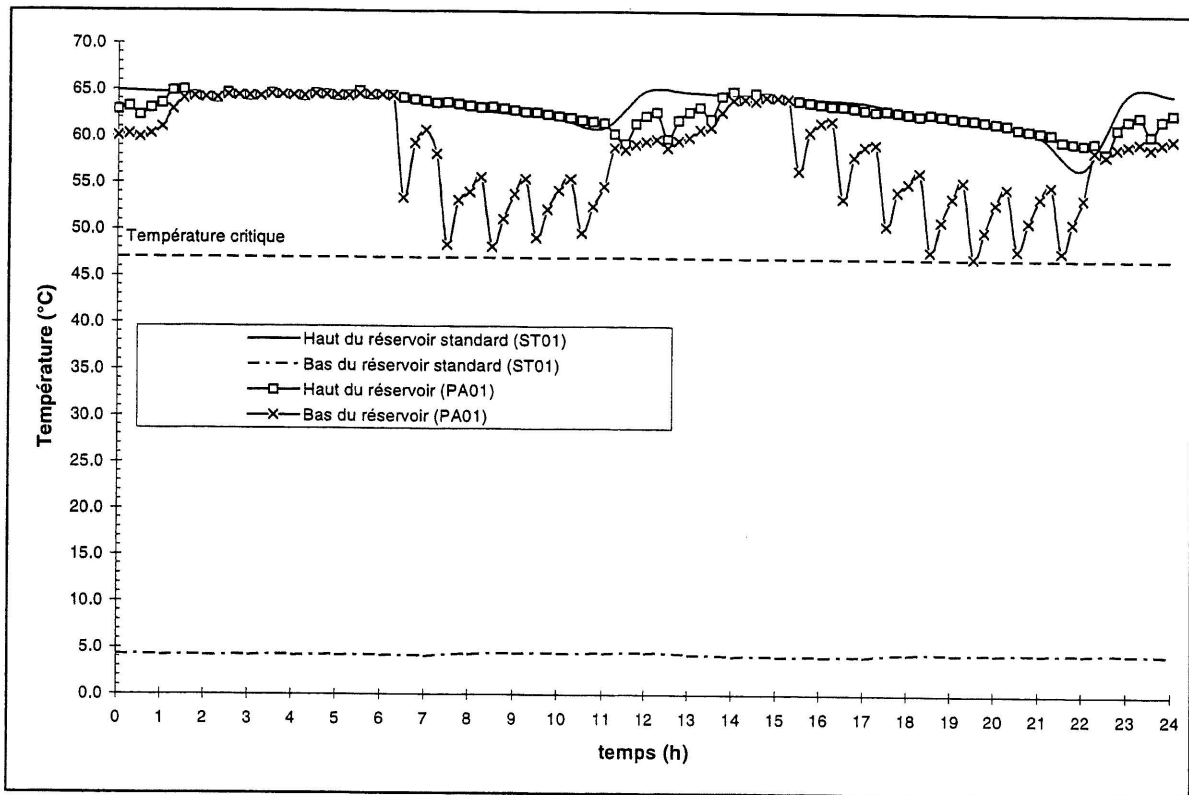


Figure 4.2 Températures dans les réservoirs (stratégie 2, système en parallèle)

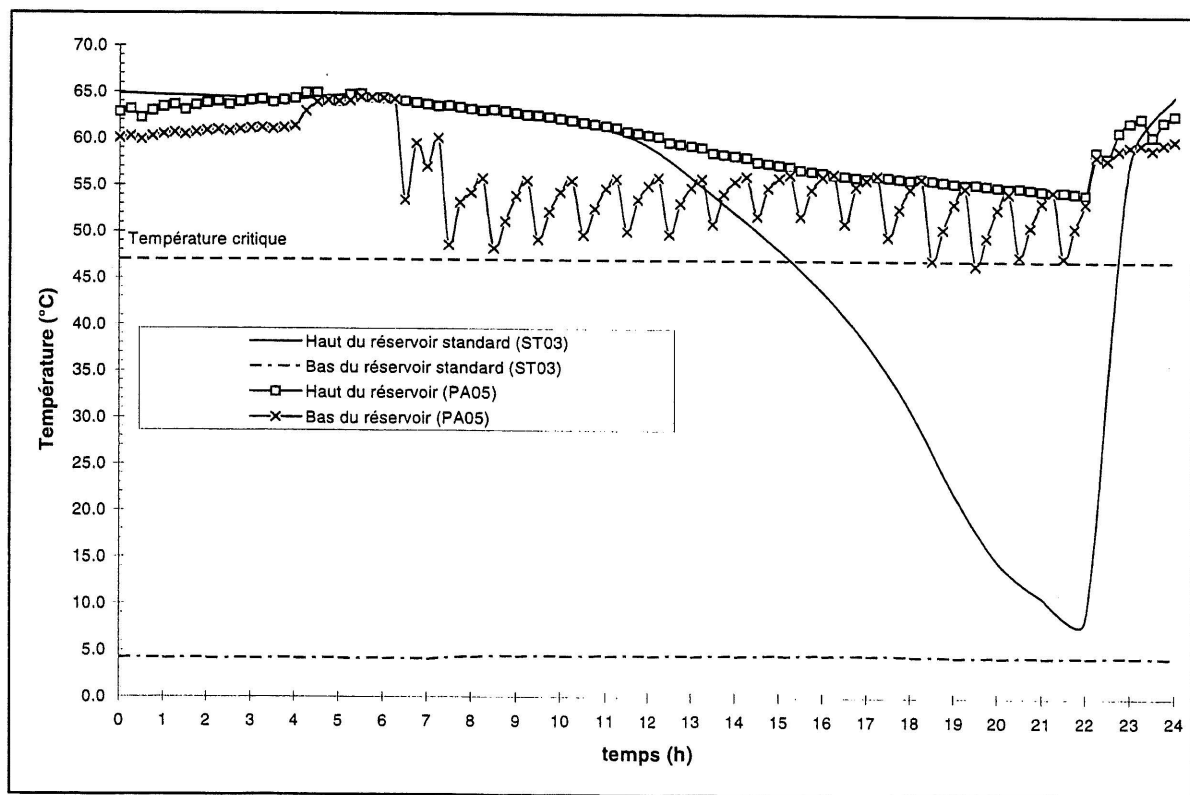


Figure 4.3 Températures dans les réservoirs (stratégie 1, système en parallèle)

TABLEAU 4.3 RÉSULTATS DES SIMULATIONS AVEC LE PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC (SYSTÈME EN SÉRIE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où $T_{\text{fond}} >$		Consommation électrique Journalière (kWh)			$T_{\text{sort min.}}$ (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
ST01	2	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	20.2	-	20.2	≅ 57
SE01	2	175	-	3000	2965	65	0.1343	65.4	24H00	0H00	3.6	18.9	22.5	≅ 61
SE02	2	175	-	4500	2965	65	0.1343	65.4	24H00	0H00	3.6	18.9	22.5	≅ 61
ST02	2	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	21.1	-	21.1	≅ 62
SE03	2	270	-	3000	2965	65	0.1343	65.4	24H00	0H00	4.1	18.9	23.0	≅ 62
SE04	2	270	-	4500	2965	65	0.1343	65.4	24H00	0H00	4.1	18.9	23.0	≅ 62
ST03	1	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	13.6	-	13.6	≅ 9
SE05	1	175	-	3000	2965	65	0.3175	65.4	24H00	0H00	2.6	18.6	21.2	≅ 55
SE06	1	175	-	4500	2965	65	0.3175	65.4	24H00	0H00	2.6	18.6	21.2	≅ 55
ST04	1	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	17.9	-	17.9	≅ 35
SE07	1	270	-	3000	2965	65	0.3175	65.4	24H00	0H00	3.5	18.6	22.1	≅ 56
SE08	1	270	-	4500	2965	65	0.3175	65.4	24H00	0H00	3.5	18.6	22.1	≅ 56

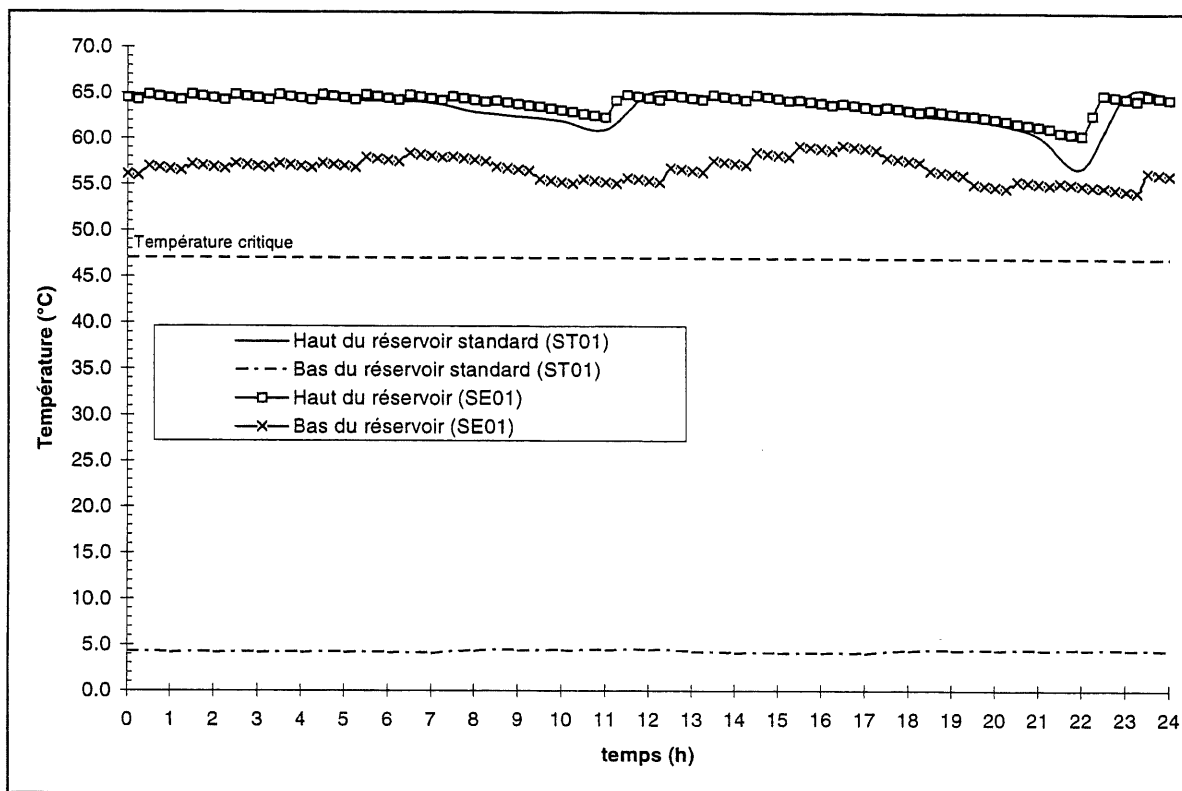


Figure 4.4 Températures dans les réservoirs (stratégie 2, système en série)

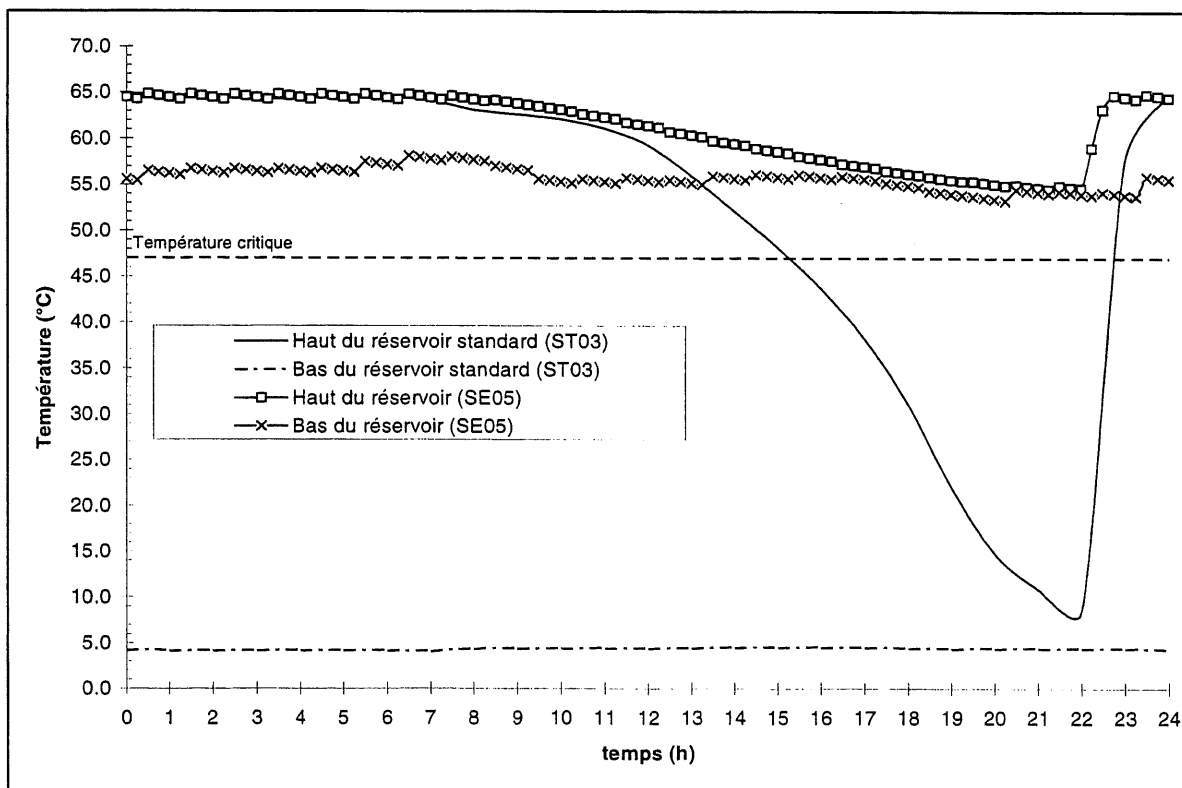


Figure 4.5 Températures dans les réservoirs (stratégie 1, système en série)

4.2.3. Système en parallèle versus système en série

En comparant les avantages et les inconvénients de chacun des systèmes étudiés, il est évident que l'un de ces systèmes est préférable. En effet, le système en série est plus simple que celui en parallèle et possède l'avantage de pouvoir s'installer avec n'importe quel réservoir standard. Le modèle en parallèle, quant à lui, demanderait quelques modifications au réservoir. De plus, puisqu'il nécessiterait l'installation d'une pompe, il serait plus bruyant et un peu plus coûteux. Avec le mode de branchement en parallèle, la température de consigne limite la température de fusion du MCP puisque ce dernier est fondu avec l'eau du réservoir. Également, lorsque l'accumulateur est en série avec le réservoir, on remarque que la température au fond du réservoir est plus stable et demeure constamment au delà de 50°C. La température à la sortie du réservoir, quant à elle, est sensiblement la même sinon plus élevée puisque le brassage est moins grand, donc la stratification y est plus favorable. Un autre point à souligner, est que l'accumulateur branché en série n'est utilisé que lorsque c'est nécessaire, c'est à dire lorsque l'on consomme de l'eau chaude. De plus, avec le système en série, le MCP a l'avantage de fondre avec des éléments électriques donc on peut élever la température de fusion. De cette façon, on n'est pas limité par la température de l'eau dans le réservoir pour faire fondre le MCP comme c'est le cas dans le système en parallèle. Ainsi, le système en parallèle ne présente pas d'avantages notables pouvant justifier sa complexité. Pour ces raisons, nos efforts seront concentrés sur le système en série. De plus, puisque l'accumulateur par chaleur latente perd de son utilité avec la stratégie numéro 2, seule la stratégie 1 est retenue pour l'étude.

Tout d'abord, l'effet du volume de MCP sur les températures dans le réservoir a été étudié. Pour ce faire, une série de simulations a été réalisée avec le profil de consommation de l'ASHRAE dans le but de déterminer un volume de MCP pouvant satisfaire 95% des consommateurs. Les résultats de ces simulations sont présentés dans le tableau 4.4. Ici encore, nous avons inclus des résultats avec des réservoirs standard comme point de comparaison. On peut approximer le volume de MCP nécessaire en considérant que l'on a besoin de 7.07E04 kJ pour chauffer 367 litres

d'eau (de 6H00 à 22H00) de 4°C à 50°C. Ce qui représente 281 kg de Triacotane soit 0.344 m³.

Une des premières observations que l'on peut faire est que lorsqu'on atteint un certain volume de MCP, les températures dans le réservoir ne varient plus. En effet, à partir de 0.350 mètres cubes, les températures du réservoir ne montrent aucun changement notable avec le profil de l'ASHRAE. Également, le volume du chauffe-eau ne semble pas influencer beaucoup le profil de température. Ce qui nous permet de croire en la possibilité d'utiliser un réservoir plus petit. Par contre, avec un petit réservoir, on atteint plus rapidement cette température minimale. De plus, pour de faibles volumes de MCP, la période où la température au fond du réservoir est supérieure à 50°C est plus longue avec un réservoir de 175 litres, alors que pour des volumes de MCP plus grand, c'est le réservoir de 270 litres qui présente un avantage. Pour ce qui est de la consommation d'énergie, le petit réservoir l'emporte puisqu'il consomme, environ, 1 kWh de moins par jour.

Ensuite, l'effet de la température de fusion a été observé. Il est important de noter que seul le point de fusion a été modifié. Les mêmes propriétés thermiques ont donc été utilisées, en supposant des températures de fusion différentes afin de bien voir l'influence de ce facteur. De toute façon, les propriétés des différentes paraffines sont très semblables. Les résultats sont présentés au tableau 4.5. Comme on peut le remarquer, l'augmentation de la température de fusion a un effet direct sur la température de sortie minimale et sur la température au fond du réservoir. Effectivement, une augmentation de 5°C de la température de fusion résulte en une augmentation d'environ 3°C de la température minimale d'eau chaude sanitaire. De plus, on remarque que les périodes de temps où la température du fond est supérieure à 50°C ou 60°C augmente. Pour une température de fusion de 60°C et une consommation de 424 litres, on peut remarquer que la température minimale de sortie est inférieure à 50°C, ce qui est un peu bas. Pour cette raison, il est conseillé d'utiliser un point de fusion de 65°C ou plus. Même à 65°C, la marge de manoeuvre est faible si l'on veut diminuer le volume de MCP nécessaire.

TABLEAU 4.4 EFFET DU VOLUME DE MCP AVEC LE PROFIL DE L'ASHRAE (SYSTÈME EN SÉRIE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où $T_{\text{fond}} >$		Consommation électrique Journalière (kWh)			$T_{\text{sort min.}} (°C)$
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
ST05	1	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	14.2	-	14.2	$\cong 6$
SE09	1	175	-	4500	4500	65	0.200	65.4	5H00	0H00	6.4	21.9	28.3	$\cong 48$
SE10	1	175	-	4500	4500	65	0.250	65.4	9H00	0H00	4.8	24.3	29.1	$\cong 51$
SE11	1	175	-	4500	4500	65	0.300	65.4	15H30	0H00	3.8	25.7	29.5	$\cong 52$
SE12	1	175	-	4500	4500	65	0.350	65.4	20H45	0H00	3.3	26.5	29.8	$\cong 52$
SE13	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	20H45	0H00	3.3	26.5	29.8	$\cong 52$
ST06	1	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	19.4	-	19.4	$\cong 7$
SE14	1	270	-	4500	4500	65	0.200	65.4	3H45	0H00	7.7	21.7	29.4	$\cong 49$
SE15	1	270	-	4500	4500	65	0.250	65.4	8H15	0H00	5.9	24.1	30.0	$\cong 51$
SE16	1	270	-	4500	4500	65	0.300	65.4	14H00	0H00	4.9	25.6	30.5	$\cong 52$
SE17	1	270	-	4500	4500	65	0.350	65.4	23H00	0H00	4.4	26.4	30.8	$\cong 52$
SE18	1	270	-	4500	4500	65	0.400	65.4	23H00	0H00	4.4	26.4	30.8	$\cong 52$
ST07	2	175	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	27.7	-	27.7	$\cong 40$
ST08	2	270	4500	4500	-	65	-	-	0H00	0H00	30.6	-	30.6	$\cong 60$

TABLEAU 4.5 EFFET DE LA TEMPÉRATURE DE FUSION (SYSTÈME EN SÉRIE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où $T_{\text{fond}} >$		Consommation électrique Journalière (kWh)			$T_{\text{sort min.}}$ (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC														
SE17	1	175	-	4500	4500	65	0.400	60.0	20H00	0H00	3.4	17.1	20.5	≅ 51
SE18	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H00	2.6	18.6	21.2	≅ 55
SE19	1	175	-	4500	4500	65	0.400	70.0	24H00	9H00	1.9	20.1	22.0	≅ 58
SE20	1	175	-	4500	4500	65	0.400	75.0	24H00	24H00	1.0	21.6	22.6	≅ 61
PROFIL DE L'ASHRAE														
SE21	1	175	-	4500	4500	65	0.400	60.0	8H00	0H00	4.1	24.2	28.3	≅ 48
SE16	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	20H45	0H00	3.3	26.5	29.8	≅ 52
SE22	1	175	-	4500	4500	65	0.400	70.0	24H00	3H30	2.5	28.4	30.9	≅ 55
SE23	1	175	-	4500	4500	65	0.400	75.0	24H00	8H15	1.7	30.5	32.2	≅ 59

Par la suite, c'est l'effet de la température de consigne qui a été regardé plus en détail. On peut voir les résultats dans le tableau 4.6. Ici, il est intéressant de noter qu'il est pratiquement inutile d'élever la température de consigne du réservoir en espérant augmenter la température minimale de sortie. En effet, si on augmente cette température de consigne de 60°C à 65°C, la température au fond du réservoir et la température minimale de sortie ne sont pas affectées. De plus, dans ce cas-ci, la consommation d'énergie est plus grande. Donc il semble inutile, à première vue, de chauffer l'eau du réservoir au-delà de 60°C. Ce qui importe le plus pour maintenir une température élevée d'eau chaude sanitaire, c'est la température de fusion du MCP. Pour ce qui est de la température au fond du réservoir, il s'agit de choisir un volume de MCP qui permette de maintenir cette température au delà de 50°C plus de deux heures tout en fournissant une eau chaude à un niveau acceptable et ce dans les pires conditions, c'est à dire avec le profil de consommation de l'ASHRAE. Ainsi, on s'assurera que le réservoir d'eau sera décontaminé à chaque jour. Puisque les thermostats standard sont ajustables de 50°C à 77°C [7], la température minimale de sortie acceptable sera fixée à 50°C ($T_{\text{sort}} \geq 50^\circ\text{C}$).

Pour ce qui est de l'effet du volume du réservoir d'eau, on peut le voir au tableau 4.7. La température minimale de sortie ne semble pas très affectée par ce paramètre. De plus, les pertes thermiques diminuent avec le volume du réservoir, ce qui tend à diminuer la consommation électrique. Par contre plus le volume du réservoir est petit, plus la température de sortie varie pendant un retrait. Ce qui peut causer de l'inconfort pour les utilisateurs qui s'attendent à une température stable. Pour un réservoir de 270 litres, la chute de température maximale pendant un retrait est de l'ordre de 1 degré celcius avec le profil de consommation de 424 litres par jour. Pour un réservoir de 175 litres, elle est de l'ordre de 1.5 degrés celcius, pour 125 litres on parle d'environ 2.5 degrés celcius, pour 75 litres, elle est de 3.0 degrés celcius et pour 25 litres, la chute de température peut aller jusqu'à 6.5 degrés celcius. Donc, il faut faire attention de ne pas trop diminuer le volume du réservoir à eau chaude. Sur le marché, on peut trouver aussi des réservoirs de 136, 114, 100, 55 litres (30, 25, 22 et 12 gallons) qui seraient suffisants pour répondre aux besoins de consommation d'eau chaude. Par contre, des

TABLEAU 4.6 EFFET DE LA TEMPÉRATURE DE CONSIGNE (SYSTÈME EN SÉRIE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où T _{fond} >		Consommation électrique Journalière (kWh)			T _{sort} min. (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC														
SE18	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H00	2.6	18.6	21.2	≅ 55
SE24	1	175	-	4500	4500	60	0.400	65.4	24H00	0H00	1.6	18.7	20.3	≅ 55
SE25	1	175	-	4500	4500	55	0.400	65.4	24H00	0H00	0.4	18.7	19.1	≅ 53
SE26	1	175	-	4500	4500	50	0.400	65.4	24H00	0H00	0.0	18.7	18.7	≅ 52
PROFIL DE L'ASHRAE														
SE16	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	20H45	0H00	3.3	26.5	29.8	≅ 52
SE27	1	175	-	4500	4500	60	0.400	65.4	20H45	0H00	2.2	26.4	28.6	≅ 52
SE28	1	175	-	4500	4500	55	0.400	65.4	20H45	0H00	0.7	26.5	27.2	≅ 52
SE29	1	175	-	4500	4500	50	0.400	65.4	19H45	0H00	0.0	26.5	26.5	≅ 51

TABLEAU 4.7 EFFET DU VOLUME DU CHAUFFE-EAU (SYSTÈME EN SÉRIE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où T _{fond} >		Consommation électrique Journalière (kWh)			T _{sort} min. (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC														
SE30	1	270	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H00	3.5	18.6	22.1	≅ 56
SE18	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H00	2.6	18.6	21.2	≅ 55
SE31	1	125	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H00	2.1	18.7	20.8	≅ 54
SE32	1	75	-	4500	4500	65	0.400	65.4	24H00	0H15	1.5	18.8	20.3	≅ 53
SE33	1	25	-	4500	4500	65	0.400	65.4	22H30	2H45	0.9	18.8	19.7	≅ 52
PROFIL DE L'ASHRAE														
SE12	1	270	-	4500	4500	65	0.400	65.4	23H00	0H00	4.4	26.4	30.8	≅ 52
SE16	1	175	-	4500	4500	65	0.400	65.4	20H45	0H00	3.3	26.5	29.8	≅ 52
SE34	1	125	-	4500	4500	65	0.400	65.4	19H00	0H00	2.6	26.5	29.1	≅ 52
SE35	1	75	-	4500	4500	65	0.400	65.4	16H30	0H00	1.9	26.6	28.5	≅ 51
SE36	1	25	-	4500	4500	65	0.400	65.4	12H45	1H00	1.1	26.7	27.8	≅ 49

réservoirs de moins de 75 litres sont déconseillés puisqu'ils présentent des baisses de température importantes lorsque la consommation d'eau chaude est élevée. Également, étant donné que les réservoirs de 175 litres sont beaucoup plus populaires que ceux de volume plus petit, leur prix est moins élevé. Il ne semble pas avantageux à première vue de prendre plus petit. Par contre, les réservoirs plus petits risquent de nous faire économiser sur la consommation électrique.

Par la suite, une brève étude du volume minimal de MCP nécessaire en fonction du volume du réservoir et de la température de fusion du MCP a été réalisé et est présentée dans le tableau 4.8. De plus, la possibilité d'utiliser un réservoir à haute température muni d'une valve de mélange est étudiée. Une évaluation des coûts annuels d'exploitation est également incluse dans ce tableau. Elle tient compte uniquement des coûts du réservoir, du MCP, et de la consommation électrique, puisque ces paramètres sont appelés à changer le coût de l'ensemble. Les coûts de l'accumulateur tube-calandre sont sensiblement les mêmes, peu importe le volume de MCP utilisé. Les coûts du réservoir et du MCP ont été répartis sur une période de 10 ans, ce qui représente la durée de vie moyenne d'un chauffe-eau standard.

Tout d'abord on peut voir qu'avec une température de consigne de 60°C, le volume de MCP utile (sans perte) diminue lorsqu'on augmente la température de fusion. Par contre, la consommation d'énergie électrique augmente avec le point de fusion du MCP. Comme on peut le remarquer, l'augmentation de la température de fusion de 65.4°C à 70°C semble très profitable puisque le volume de MCP nécessaire diminue de 35 dm³ et ce pour une augmentation de seulement 0.3 kWh. Lorsqu'on augmente le point de fusion de 70°C à 75°C, le volume de MCP diminue de 10 dm³ pour une augmentation de la consommation énergétique de 0.8 kWh. De 75°C à 80°C, le volume diminue de 5 dm³ pour une augmentation de la consommation d'énergie de 0.8 kWh. Ensuite on peut remarquer que le volume de chauffe-eau qui permet de minimiser les coûts est celui de 175 litres. Pour ce qui est des réservoirs à haute température, ils ne permettent pas vraiment de diminuer le volume de MCP. En effet, on remarque que pour une même température de fusion, soit 80°C, le volume de MCP est le même pour une température de consigne de 92°C ou de 60°C et augmente de 10 dm³, pour une

TABLEAU 4.8 VOLUME MINIMAL DE MCP ET ESTIMATION DES COÛTS (PROFIL DE L'ASHRAE)

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (W)		Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où T _{fond} >		Consommation électrique Journalière (kWh)			T _{sort} min. (°C)	Coûts estimés (\$/an)*
			bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale		
BASSE TEMPÉRATURE														
SE37	1	175	4500	4500	60	0.235	65.4	8H15	0H00	4.1	23.8	27.9	≅ 50	385
SE38	1	175	4500	4500	60	0.200	70.0	9H00	0H00	5.2	23.0	28.2	≅ 50	382
SE39	1	175	4500	4500	60	0.190	75.0	9H00	0H00	5.6	23.4	29.0	≅ 50	391
SE40	1	175	4500	4500	60	0.185	80.0	8H00	0H00	5.7	24.1	29.8	≅ 50	399
SE41	1	270	4500	4500	60	0.175	70.0	5H00	0H00	6.9	21.3	28.2	≅ 50	384
SE42	1	136	4500	4500	60	0.220	70.0	11H00	0H00	4.2	24.2	28.4	≅ 50	390
SE43	1	114	3000	4500	60	0.240	70.0	11H30	0H00	3.5	25.1	28.6	≅ 50	395
HAUTE TEMPÉRATURE														
SE44	1	175	4500	4500	77	0.195	80.0	8H00	0H00	9.0	24.2	33.2	≅ 50	440
SE45	1	175	4500	4500	77	0.190	90.0	9H00	6H30	9.1	26.0	35.1	≅ 50	463
SE46	1	175	4500	4500	92	0.185	80.0	9H00	1H15	11.8	23.3	35.1	≅ 50	462
SE47	1	175	4500	4500	92	0.175	90.0	9H00	6H00	12.1	24.6	36.7	≅ 50	479

* Ces coûts tiennent compte uniquement du réservoir, du MCP et de la consommation électrique. Ils sont évalués avec le tarif différencier d'Hydro-Québec qui est de 3.23 ¢/kWh hors-pointe et 12.78 ¢/kWh en période de pointe, appliqué pendant toute l'année.

température de consigne de 77°C. Ceci peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la température de consigne a pour effet d'augmenter le chauffage à l'aide de l'élément du réservoir pendant les premières heures de stockage et donc de diminuer la température au fond du réservoir. Ainsi, l'augmentation de la température de consigne fait diminuer le volume de MCP mais puisque le fond du chauffe-eau est plus froid, il aura besoin de plus d'énergie pour se réchauffer, ce qui se traduit par un besoin plus grand de MCP. Également, la consommation est plus importante et le coût aussi. De plus, les réservoirs à haute température ont une durée de vie plus courte, puisqu'ils favorisent la corrosion et l'entartrage. Pour les revêtements de verre, une hausse de 11°C est normalement censée doubler le taux de dissolution [7]. Pour ces raisons, nous adopterons une température de consigne de 60°C. Pour ce qui est de la température de fusion, on a avantage à utiliser un MCP qui fond aux alentours de 70°C.

4.2.4. Système retenu

Les paramètres du système de chauffage de l'eau domestique, qui sont présentés dans cette section, nous permettent de satisfaire les objectifs qui ont été fixés au début de cette étude. Pour les raisons énoncées à la section 4.2.3, l'accumulateur est monté en série avec le réservoir à eau chaude. La stratégie de chauffage, à l'aide des éléments électriques, consiste à chauffer l'eau et le MCP de 22H00 à 6H00. La température de consigne du réservoir à eau chaude est de 60°C puisque c'est la température que l'on retrouve dans les réservoirs standard et parce qu'il a été démontré plus tôt, qu'il n'était pas avantageux de l'augmenter. De plus, les normes de l'ACNOR exigent que les thermostats soient réglés en usine à une température inférieure à 60°C. Le chauffe-eau a une capacité de 175 litres (40 gallons). La puissance de l'élément électrique du réservoir est de 3.8 kW (selon la norme CAN/CSA-C191 Series-M90) et celui de l'accumulateur est de 4.5 kW. Ces valeurs sont recommandées puisqu'il faut emmagasiner beaucoup d'énergie et ce, en peu de temps. Ce qui assure la fusion complète de tout le MCP, même avec une consommation de 424 litres par jour. L'évaluation des coûts a permis de déterminer que la température de fusion doit être d'environ 70°C pour un volume de 0.200 m³. À ce volume, il faut ajouter une certaine

quantité de MCP pour les pertes thermiques qui sont estimées à 50.3 watts selon les conditions considérées plus tôt. Donc 50.3 watts pendant 16 heures (période de déstockage), ce qui représente environ 0.8 kWh de plus à stocker. Selon les propriétés thermiques du Triacontane énoncées dans le tableau 4.1, cela représente 0.015 m³, pour un volume total de 0.215 m³. Évidemment, lors de la conception, il faudra surdimensionner un peu ce volume. Il est important également de noter que la température de l'eau dans l'accumulateur doit être contrôlée pour éviter qu'elle ne dépasse le point d'ébullition. Pour ce faire, lors des simulations la température de l'eau dans l'accumulateur a été limitée à 75°C en arrêtant les éléments électriques au delà de cette température. Il est possible de jouer avec cette valeur pour permettre de stocker un peu d'énergie sous forme sensible également. On peut voir les résultats des simulations, à l'aide de ces paramètres, pour les deux profils de consommation à l'étude au tableau 4.9 (SE48, SE49) et sur les figures 4.5 et 4.6. Pour permettre de comparer, les résultats d'un système semblable de stockage, mais cette fois par chaleur sensible, sont inclus à ce tableau (RS01 À RS06). Ce dernier concept est composé de deux chauffe-eau semblables montés en série.

En observant les figures 4.6 et 4.7, on peut remarquer que pour une consommation moyenne (276 litres par jour), le système proposé donne de très bons résultats. En effet, il parvient à fournir une eau chaude entre 57°C et 60°C et ce, pendant toute la journée. Ce qui représente une baisse de température de seulement 3°C. Le système de réservoirs en série de 540 litres (2X270 litres), présente une baisse de température à la sortie deux fois plus élevée, soit 6°C. De plus la température au fond du réservoir ne descend jamais sous la limite critique de 47°C avec un accumulateur thermique contrairement aux deux réservoirs de 270 litres en série. D'ailleurs il est important de noter que le temps approximatif où T_{fond} est supérieur à 50°C ou 60°C est celui du réservoir en aval. La température au fond du réservoir amont est toujours inférieure à la température critique de 47°C et par le fait même, il peut y avoir prolifération bactérienne dans ce réservoir. Par contre la consommation électrique journalière est plus élevée de 1.2 kWh pour le système d'accumulation par chaleur

TABLEAU 4.9 SYSTÈME PROPOSÉ VERSUS RÉSERVOIRS EN SÉRIE

No.	Stratégie	Volume du réservoir (litre)	Puissance des éléments (kW)			Température de consigne (°C)	Volume de MCP utile (m³)	Température de fusion du MCP (°C)	Temps approximatif où T _{fond} >		Consommation électrique Journalière (kWh)			T _{sort min.} (°C)
			haut	bas	acc				50 °C	60 °C	rés.	acc.	totale	
PROFIL D'HYDRO-QUÉBEC														
SE48	1	175	-	3.8	4.5	60	0.200	70	23H00	0H00	1.4	19.5	20.9	≅ 57
RS01	1	2X175	2X3.8 h	2X3.8 h	-	62	-	-	9H00*	0H00*	18.2	-	18.2	≅ 51
RS02	1	2X270	2X4.5 h	2X4.5 h	-	62	-	-	14H00*	0H00*	19.7	-	19.7	≅ 56
PROFIL DE L'ASHRAE														
SE49	1	175	-	3.8	4.5	60	0.200	70	9H00	0H00	5.3	22.9	28.2	≅ 50
RS03	1	2X175	2X3.0 h	2X3.0 h	-	62	-	-	3H00*	0H00*	22.6	-	22.6	≅ 14
RS04	1	2X175	-	2X3.8 v	-	62	-	-	10H45*	2H30*	26.3	-	26.3	≅ 20
RS05	1	2X270	2X4.5 h	2X4.5 h	-	62	-	-	7H00*	0H00*	28.2	-	28.2	≅ 44
RS06	1	2X270	-	2X4.5 v	-	62	-	-	16H00*	1H00*	32.9	-	32.9	≅ 50

* Pour la température au fond du réservoir en aval. La température au fond du réservoir amont est nettement inférieure.

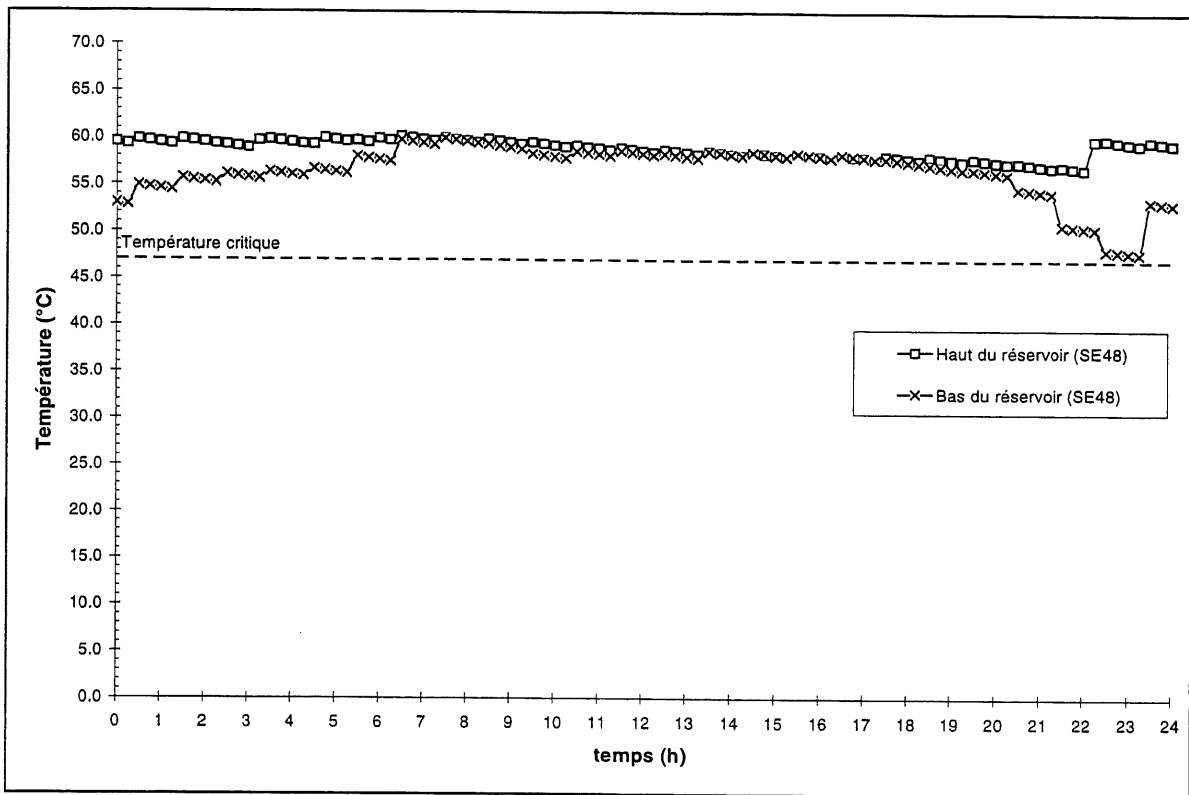


Figure 4.6 Système retenu avec le profil de consommation d'Hydro-Québec

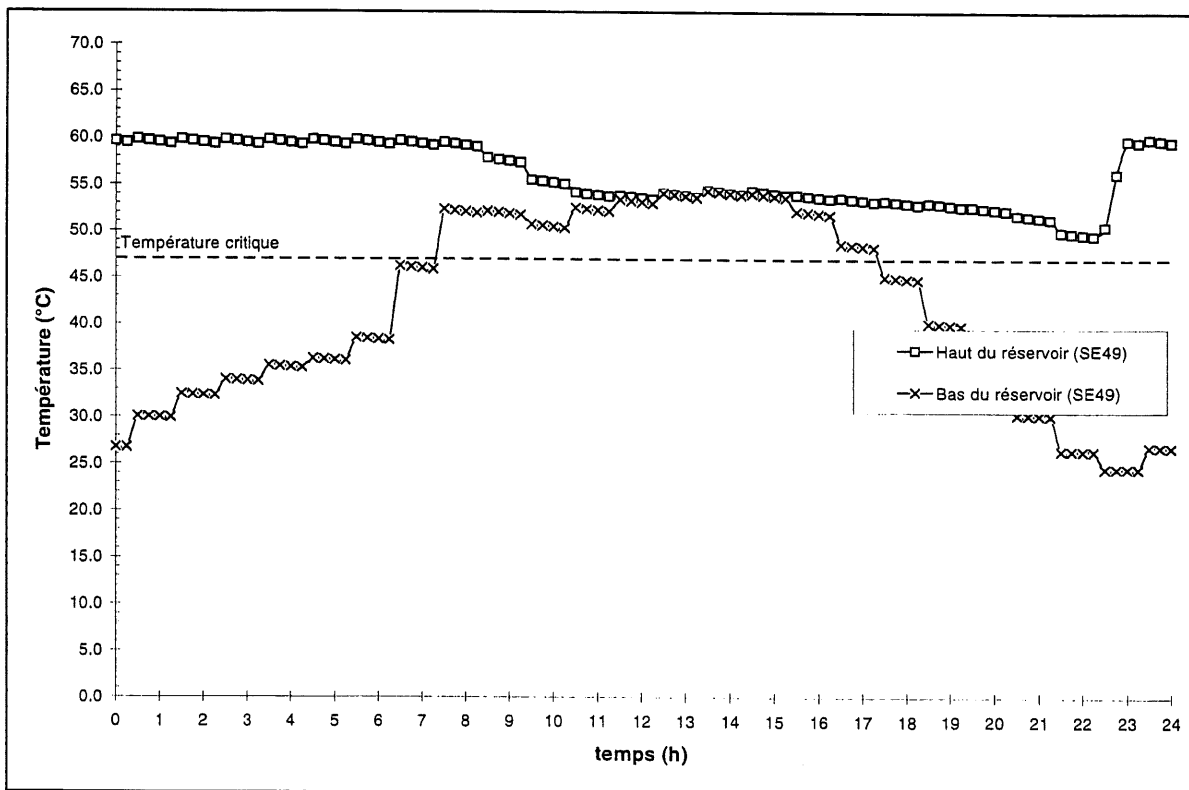


Figure 4.7 Système retenu avec le profil de consommation de l'ASHRAE

latente, ce qui correspond environ aux pertes thermiques de l'accumulateur.

Maintenant, pour un profil de consommation plus grand (424 litres par jour), le système de stockage par chaleur latente présente une baisse de température d'eau chaude sanitaire d'environ 10°C comparativement à 18°C pour le système de réservoirs en série de 540 litres muni d'éléments horizontaux et ce pour la même consommation électrique. Le système de 540 litres muni d'éléments électriques verticaux présente une baisse de température de sortie comparable (environ 12°C) mais la consommation électrique est augmentée de 4.7 kWh (17% de plus). De plus, ces réservoirs avec un élément vertical ne sont pas disponibles en Amérique du nord.

Il semble que le système à accumulation par chaleur latente risque d'être plus dispendieux à l'achat qu'un système de réservoirs en série. Par contre les résultats sont nettement supérieurs avec un profil de consommation de 424 litres par jour. Ainsi le système de deux réservoirs de 270 litres en série, muni d'éléments électriques horizontaux, risque d'être préférable pour les consommateurs modérés d'eau chaude (276 litres par jour) puisqu'il parvient à maintenir l'eau à la sortie du réservoir à une température acceptable tout au long de la journée tout en consommant moins d'électricité et en étant probablement moins dispendieux à l'achat. Mais pour les grands consommateurs, le système de stockage par chaleur latente semble prometteur. Il est à noter également que le système proposé parvient à maintenir la température au fond du réservoir d'eau suffisamment élevée pour éviter la prolifération des *Légionella*. De plus, la température de l'eau dans l'accumulateur thermique par chaleur latente est près de 70°C, température à laquelle la bactérie ne résiste pas. Donc la bactérie risque d'être complètement éliminée avant de pouvoir pénétrer dans le réservoir.

CONCLUSION

Il a été observé dans cette étude que les périodes de pointe de consommation d'énergie électrique sont problématiques pour les producteurs d'électricité. C'est pour cette raison que ces derniers songent sérieusement à imposer des tarifs différents selon les heures de la journée et qu'il serait avantageux, autant pour le producteur que pour le consommateur, de mieux gérer notre consommation d'énergie électrique. Ainsi il est proposé dans ce travail un système de gestion de cette énergie, à l'aide d'un accumulateur d'énergie par chaleur latente couplé avec un réservoir à eau chaude. Ce type d'accumulateur pourrait de plus, contribuer grandement à diminuer les risques de contamination aux *Légionnella* dont sont souvent victimes les chauffe-eau.

Une description des deux systèmes imaginés ainsi que la modélisation de l'accumulateur et du chauffe-eau ont été présentées au chapitre 2. En supposant que l'accumulateur peut être simplifié par un modèle à une dimension, que la conduction est le seul mode de transfert de chaleur dans le MCP, que la température dans le réservoir à eau chaude est stratifié et que la diffusivité thermique peut être négligée entre les couches d'eau de températures différentes, les équations de conservation de la masse et de l'énergie ont été formulées, puis discrétisées à l'aide d'une méthode aux différences finies.

Ensuite, la validation du modèle a été faite au chapitre 3. D'abord, le modèle de transfert de chaleur dans le MCP a été validé à l'aide de deux solutions analytiques. Ensuite, le bilan d'énergie sur un tube de l'accumulateur a été vérifié. Puis, le modèle de chauffe-eau a été validé [30]. Une fois chaque composante validée séparément, une vérification finale a été faite à l'aide d'un bilan énergétique sur l'ensemble du système.

Une analyse des systèmes en parallèle et en série a été menée à bien au chapitre 4. Une série de simulations à l'aide du profil d'Hydro-Québec a permis de déterminer que le système en série était préférable et plus prometteur que celui en parallèle. Une autre série de simulations a permis de montrer l'effet du volume de MCP

sur la consommation électrique et les températures dans le réservoir. Il a été montré ainsi qu'il devient inutile d'augmenter le volume de MCP au-delà d'une certaine quantité. Puis l'effet de la température de fusion a été observé et on peut remarquer qu'elle a une grande influence sur les températures dans le réservoir et qu'il est recommandé d'utiliser un MCP dont le point de fusion est d'au moins 65°C. Ensuite, en faisant varier la température de consigne il a été montré que celle-ci n'avait presque pas d'influence sur la température minimale de sortie. Le volume du chauffe-eau a pour sa part peu d'influence sur la température de sortie minimale, surtout avec une grande consommation d'eau chaude. De plus une autre série de simulations a été réalisée dans le but de trouver le volume de MCP minimal en fonction de la température de fusion et du volume du chauffe-eau. Également la possibilité d'utiliser un réservoir à haute température avec une vanne de mélange a été observée. Une estimation des coûts des paramètres les plus influents a aussi été faite afin de guider notre choix final. Ceci a permis de déterminer qu'un réservoir de 175 litres, une température de fusion de 70°C et une température de consigne de 60°C sont les plus appropriés. De plus, l'accumulateur devrait pouvoir emmagasiner au moins 11.5 kWh d'énergie utile (sans considérer les pertes thermiques). Ce qui représente 0.200 m³ de Triacontane. Évidemment, ce volume devrait être surdimensionné un peu lors de la conception. Un volume d'environ 0.015 m³ est à prévoir pour combler les pertes thermiques de l'accumulateur. De plus il est conseillé de placer ce volume supplémentaire sur la calandre et non autour des tubes puisque cette couche de MCP servira d'isolant supplémentaire et ainsi la température autour des tubes sera moins influencée.

Finalement, le système proposé a été comparé à un autre système qui a déjà fait l'objet d'une étude semblable [30]. Ceci a permis de montrer que le système de stockage par chaleur latente, présenté ici, est intéressant surtout pour une grande consommation journalière d'eau chaude (424 litres par jour). En effet, le système de stockage par chaleur latente assure de l'eau chaude à une température acceptable pendant toute la journée, pour une famille constituée de deux adultes et deux enfants disposant d'une laveuse et d'un lave-vaisselle et ce, avec un intervalle de confiance de 95%.

Pour compléter cette étude, il serait intéressant d'effectuer une analyse plus détaillée des coûts et de l'impact global de l'installation d'un tel système sur l'appel de puissance électrique total. Ainsi on serait plus en mesure d'évaluer les avantages et les inconvénients de l'implantation d'un tel appareil pour le producteur d'électricité. Dans l'éventualité où cette étude serait concluante, il deviendrait alors intéressant d'observer le comportement réel de ce système de stockage. Lors de ces essais, on devrait s'attendre à une fusion un peu plus rapide du MCP et à une température au fond du réservoir un peu plus élevée puisque la présente étude ne tenait pas compte de la convection naturelle dans le MCP ni de la diffusivité thermique dans le réservoir à eau chaude. Il est à noter que l'accumulateur thermique par chaleur latente n'a pas été analysé en détail dans ce travail, puisqu'il fait présentement l'objet d'une autre étude au sein du groupe THERMAUS. Il serait intéressant également d'observer la possibilité d'utiliser un système de la sorte couplé avec un capteur solaire. Cela pourrait permettre de diminuer la consommation électrique et les coûts qui y sont associés.

RÉFÉRENCES

1. Lèveillé, S. , "Analyse énergétique de maisons unifamiliales munies d'un accumulateur thermique", mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, mai 1995.
2. Bouthillier, P. , Bernier, M., "A new model to simulate the thermal performance of electric water heaters", Canadian Electric Association, March 1995.
3. States, S. , Yee , R.B. , Conley , L.F. , "Legionella Bacteria in Potable Hot Water Systems", Technical Report CEA 808 U SOA, Canadian Electrical Association, 1989
4. "Minimising the Risk of Legionnaires' Disease", Technical memorandum TM13, The Chartered Institution of Building Services Engineers, London, 1987, ISBN 0 900 953 349
5. Joly , J.R. , "Redesign of Electric Water Heaters, volume 1: Bacteriological Analysis", Technical Report CEA 718 U 617, Canadian Electrical Association, 1991
6. Brundrett , G.W. , "Legionnaires' Disease Buildings Services-Healthy Buildings", Building Research and Practice, The Journal of CIB, number 2, pp. 96-107, 1989
7. Ton-That, Q.A. , Lapperrière A. , "Technological Advances in Water Heater", Laboratoire des technologies électrochimiques et des électrotechnologies, Hydro-Québec, décembre 1990.
8. Perlman, M. , Milligan, N.H. , "Manuel sur le chauffage électrique de l'eau", Association canadienne de l'électricité, 1988.
9. McGugan, C. , Seymour, A. , "Future Residential Domestic Hot Water Systems", Canadian Electrical Association, Report No. 321U412, May 1985.
10. Gledhill, H.A. , "Electric Water Heating Apparatus", U.K. Patent GB 2 200 978 A, February 1987.
11. Gledhill, H.A. , "Apparatus for Heating Water", U.K. Patent GB 2 136 099 A, February 1983.

12. Klages, H., and others, "Electric Continuous Flow Heater", US Patent 4584463, April 1986.
13. Subherwal, B.P. , "Combination Water-Heating/Space-Heating Appliance Performance", ASHRAE Transactions 1986, Vol. 92 Part 2B, pp. 415-432, 1986.
14. Pietsch, J.A. , "Synergism of a Combination Space-Heating/Water Heating Appliance", ASHRAE Transactions 1986, Vol. 92 Part 2B, pp. 387-398, 1986.
15. Aceves-Saborio, S. , Hernandez-Guerero, A. , Nakamuram, H. , "Heat Transfer and Exergy Analysis of the Charge Process of a Heat Storage Cell", Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems ASME 1993, AES-Vol. 30, pp. 73-80, 1993
16. Bansal, N.K. , Buddhi, D. , "An Analytical Study of a Latent Heat Storage System in a Cylinder", Energy Convers, Mgmt Vol. 33, No. 4, pp. 235-242, 1992
17. Lacroix, M. , "Numerical Simulation of a Shell-and-Tube Latent Heat Thermal Energy Storage Unit", Solar Energy, Vol. 50, No. 4, pp. 357-367, 1993
18. Kanari, K. , Abe, Y. , Tanaka, K. , Takahashi, Y. , Sakamoto, R. , Kamimoto, M. , "Heat-Transfer Characteristics of Latent Thermal-Storage Units with Sodium Hydroxide-Based Molten Salts", Heat Transfer-Japanese Reasearch, Vol. 20, No. 7, pp. 686-699, 1991
19. Crank, J. , "Free and moving boundary problems", Clarendon Press, Oxford, 1984
20. Incropera, F.P. , De Witt, D.P. , "Introduction to heat transfert", Wiley, New York, 1990
21. Klein, S.A. , Beckman, W.A. , "TRNSYS 13.1 User's Manual", Engineering Experiment Station Report 38-13, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 1990
22. Alexiades, V. , Solomon, A.D. , "Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes", Hemisphere Publishing Corporation, University of Tennessee and Oak Ridge National Laboratory, Washington, 1993
23. "Performance of Electric Storage Tank Water Heaters", National Standards of Canada, CAN/CSA-C191 Series-M90

24. Ton-That, Q. , Laperrière, "Evolution technologique des chauffe-eau", Association canadienne de l'électricité, Rapport n° 8904 U 707, décembre 1990
25. Akridge, J.M. , Keebaugh, D. , "An Investigation of Off-peak Domestic Hot Water Heating", ASHRAE JOURNAL, pp. 32-38, January 1990
26. Perlman, M. , Mills, B.E. , "Development of Residential Hot Water Use Patterns", ASHRAE TRANSACTIONS, v.91 (2A), pp. 657-679, 1985
27. Moreau, A. , Communication privée, novembre 1995
28. Lane, G.A. , "Solar Heat Storage: Latent Heat Materials", CRC Press, v.2, Florida, 1986
29. Leblanc, D. , Communication privée, avril 1996
30. Lacroix, M. , Galanis, N. , "Electric water heater design for load shifting and customer retention", Rapport no. CEA 9331 U 1035, Association canadienne de l'électricité, Février 1996